Сканави А.Н., Махов Л.М.

ОТОПЛЕНИЕ

2002

Сканави, Александр Николаевич
Отопление: Учебник для студентов вузов, обучающихся по направлению «Строительство», специальности 290700/ Л.М. Махов. - М.: АСВ, 2002.- 576 с. : ил.
ISBN 5-93093-161-5, 5000 экз.

Изложены устройство и принцип действия различных систем отопления зданий. Приведены методы расчета тепловой мощности системы отопления. Рассмотрены приемы конструирования, методы расчета и способы регулирования современных систем центрального и местного отопления. Проанализированы пути совершенствования систем и экономии тепловой энергии при отоплении зданий. Для студентов высших учебных заведений, обучающихся по направлению «Строительство», для специальности 290700 «Теплогазоснабжение и вентиляция»

Отопление

ББК 38.762
УДК 697.1 (075.8)

СОДЕРЖАНИЕ

ПРЕДИСЛОВИЕ ... 7
ВВЕДЕНИЕ ... 9
РАЗДЕЛ 1. ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ ОБ ОТОПЛЕНИИ ... 18
ГЛАВА 1. ХАРАКТЕРИСТИКА СИСТЕМ ОТОПЛЕНИЯ ... 18
§ 1.1. Система отопления ... 18
§ 1.2. Классификация систем отопления ... 20
§ 1.3. Теплоносители в системах отопления ... 22
§ 1.4. Основные виды систем отопления ... 26
КОНТРОЛЬНЫЕ ЗАДАНИЯ И УПРАЖНЕНИЯ ... 29
ГЛАВА 2. ТЕПЛОВАЯ МОЩНОСТЬ СИСТЕМЫ ОТОПЛЕНИЯ ... 30
§ 2.1. Тепловой баланс помещения ... 30
§ 2.2. Потери теплоты через ограждения помещения ... 31
§ 2.3. Потери теплоты на нагревание инфильтрующегося наружного воздуха ... 37
§ 2.4. Учет прочих источников поступления и затрат теплоты ... 41
§ 2.5. Определение расчетной тепловой мощности системы отопления ... 42
§ 2.6. Удельная тепловая характеристика здания и расчет теплопотребности на отопление по укрупненным показателям ... 43
§ 2.7. Годовые затраты теплоты на отопление зданий ... 46
КОНТРОЛЬНЫЕ ЗАДАНИЯ И УПРАЖНЕНИЯ ... 48
РАЗДЕЛ 2. ЭЛЕМЕНТЫ СИСТЕМ ОТОПЛЕНИЯ ... 49
ГЛАВА 3. ТЕПЛОВЫЕ ПУНКТЫ И ИХ ОБОРУДОВАНИЕ ... 49
§ 3.1. Теплоснабжение системы водяного отопления ... 49
§ 3.2. Тепловой пункт системы водяного отопления ... 51
§ 3.3. Теплогенераторы для местной системы водяного отопления ... 56
§ 3.4. Циркуляционный насос системы водяного отопления ... 61
§ 3.5. Смесительная установка системы водяного отопления ... 68
§ 3.6. Расширительный бак системы водяного отопления ... 73
КОНТРОЛЬНЫЕ ЗАДАНИЯ И УПРАЖНЕНИЯ ... 79
ГЛАВА 4. ОТОПИТЕЛЬНЫЕ ПРИБОРЫ ... 80
§ 4.1. Требования, предъявляемые к отопительным приборам ... 80
§ 4.2. Классификация отопительных приборов ... 82
§ 4.3. Описание отопительных приборов ... 84
§ 4.4. Выбор и размещение отопительных приборов ... 90
§ 4.5. Коэффициент теплопередачи отопительного прибора ... 96
§ 4.6. Плотность теплового потока отопительного прибора ... 105
§ 4.7. Тепловой расчет отопительных приборов ... 107
§ 4.8. Тепловой расчет отопительных приборов с помощью ЭВМ ... 112
§ 4.9. Регулирование теплопередачи отопительных приборов ... 115
КОНТРОЛЬНЫЕ ЗАДАНИЯ И УПРАЖНЕНИЯ ... 117
ГЛАВА 5. ТЕПЛОПРОВОДЫ СИСТЕМ ОТОПЛЕНИЯ ... 118
§ 5.1. Классификация и материал теплопроводов ... 118
§ 5.2. Размещение теплопроводов в здании ... 121
§ 5.3. Присоединение теплопроводов к отопительным приборам ... 128
§ 5.4. Размещение запорно-регулирующей арматуры ... 132
§ 5.5. Удаление воздуха из системы отопления ... 141
§ 5.6. Изоляция теплопроводов ... 148
КОНТРОЛЬНЫЕ ЗАДАНИЯ И УПРАЖНЕНИЯ ... 150
РАЗДЕЛ 3. СИСТЕМЫ ВОДЯНОГО ОТОПЛЕНИЯ ... 151
ГЛАВА 6. КОНСТРУИРОВАНИЕ СИСТЕМ ВОДЯНОГО ОТОПЛЕНИЯ ... 151
§ 6.1. Схемы системы насосного водяного отопления ... 151

§ 6.2. Система отопления с естественной циркуляцией воды ... 159
§ 6.3. Система водяного отопления высотных зданий ... 163
§ 6.4. Децентрализованная система водо-водяного отопления ... 166
КОНТРОЛЬНЫЕ ЗАДАНИЯ И УПРАЖНЕНИЯ ... 168
ГЛАВА 7. РАСЧЕТ ДАВЛЕНИЯ В СИСТЕМЕ ВОДЯНОГО ОТОПЛЕНИЯ ... 168
§ 7.1. Изменение давления при движении воды в трубах ... 169
§ 7.2. Динамика давления в системе водяного отопления ... 172
§ 7.3. Естественное циркуляционное давление ... 193
§ 7.4. Расчет естественного циркуляционного давления в системе водяного отопления ... 196
§ 7.5. Расчетное циркуляционное давление в насосной системе водяного отопления ... 206
КОНТРОЛЬНЫЕ ЗАДАНИЯ И УПРАЖНЕНИЯ ... 210
ГЛАВА 8. ГИДРАВЛИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ СИСТЕМ ВОДЯНОГО ОТОПЛЕНИЯ ... 211
§ 8.1. Основные положения гидравлического расчета системы водяного отопления 211
§ 8.2. Способы гидравлического расчета системы водяного отопления ... 214
§ 8.3. Гидравлический расчет системы водяного отопления по удельной линейной потере давления ... 217
§ 8.4. Гидравлический расчет системы водяного отопления по характеристикам сопротивления и проводимостям ... 238
§ 8.5. Особенности гидравлического расчета системы отопления с приборами из труб ... 253
§ 8.6. Особенности гидравлического расчета системы отопления со стояками унифицированной конструкции ... 254
§ 8.7. Особенности гидравлического расчета системы отопления с естественной циркуляцией воды ... 256
КОНТРОЛЬНЫЕ ЗАДАНИЯ И УПРАЖНЕНИЯ ... 259
РАЗДЕЛ 4. СИСТЕМЫ ПАРОВОГО, ВОЗДУШНОГО И ПАНЕЛЬНО-ЛУЧИСТОГО ОТОПЛЕНИЯ ... 260
ГЛАВА 9. ПАРОВОЕ ОТОПЛЕНИЕ ... 260
§ 9.1. Система парового отопления ... 260
§ 9.2. Схемы и устройство системы парового отопления ... 261
§ 9.3. Оборудование системы парового отопления ... 267
§ 9.4. Системы вакуум-парового и субатмосферного отопления ... 274
§ 9.5. Выбор начального давления пара в системе ... 275
§ 9.6. Гидравлический расчет паропроводов низкого давления ... 276
§ 9.7. Гидравлический расчет паропроводов высокого давления ... 278
§ 9.8. Гидравлический расчет конденсатопроводов ... 280
§ 9.9. Последовательность расчета системы парового отопления ... 283
§ 9.10. Использование пара вторичного вскипания ... 287
§ 9.11. Система пароводяного отопления ... 289
КОНТРОЛЬНЫЕ ЗАДАНИЯ И УПРАЖНЕНИЯ ... 291
ГЛАВА 10. ВОЗДУШНОЕ ОТОПЛЕНИЕ ... 292
§ 10.1. Система воздушного отопления ... 292
§ 10.2. Схемы системы воздушного отопления ... 293
§ 10.3. Количество и температура воздуха для отопления ... 296
§ 10.4. Местное воздушное отопление ... 299
§ 10.5. Отопительные агрегаты ... 299
§ 10.6. Расчет подачи воздуха, нагретого в отопительном агрегате ... 302
§ 10.7. Квартирная система воздушного отопления ... 307
§ 10.8. Рециркуляционные воздухонагреватели ... 308
§ 10.9. Центральное воздушное отопление ... 317

§ 10.10. Особенности расчета воздуховодов центрального воздушного отопления . 323
§ 10.11. Смесительные воздушно-тепловые завесы ... 328
КОНТРОЛЬНЫЕ ЗАДАНИЯ И УПРАЖНЕНИЯ ... 333
ГЛАВА 11. ПАНЕЛЬНО-ЛУЧИСТОЕ ОТОПЛЕНИЕ ... 333
§ 11.1. Система панельно-лучистого отопления ... 333
§ 11.2. Температурная обстановка в помещении при панельно-лучистом отоплении ... 336
§ 11.3. Теплообмен в помещении при панельно-лучистом отоплении ... 340
§ 11.4. Конструкция отопительных панелей ... 345
§ 11.5. Описание бетонных отопительных панелей ... 348
§ 11.6. Теплоносители и схемы системы панельного отопления ... 353
§ 11.7. Площадь и температура поверхности отопительных панелей ... 355
§ 11.8. Расчет теплопередачи отопительных панелей ... 362
§ 11.9. Особенности проектирования системы панельного отопления ... 367
КОНТРОЛЬНЫЕ ЗАДАНИЯ И УПРАЖНЕНИЯ ... 369
РАЗДЕЛ 5. СИСТЕМЫ МЕСТНОГО ОТОПЛЕНИЯ ... 370
ГЛАВА 12. ПЕЧНОЕ ОТОПЛЕНИЕ ... 370
§ 12.1. Характеристика печного отопления ... 370
§ 12.2. Общее описание отопительных печей ... 372
§ 12.3. Классификация отопительных печей ... 373
§ 12.4. Конструирование и расчет топливников теплоемких печей ... 376
§ 12.5. Конструирование и расчет газоходов теплоемких печей ... 379
§ 12.6. Конструирование дымовых труб для печей ... 383
§ 12.7. Современные теплоемкие отопительные печи ... 384
§ 12.8. Не теплоемкие отопительные печи ... 391
§ 12.9. Проектирование печного отопления ... 393
КОНТРОЛЬНЫЕ ЗАДАНИЯ И УПРАЖНЕНИЯ ... 398
ГЛАВА 13. ГАЗОВОЕ ОТОПЛЕНИЕ ... 399
§ 13.1. Общие сведения ... 399
§ 13.2. Газовые отопительные печи ... 399
§ 13.4. Газовоздушные теплообменники ... 402
§ 13.5. Газовоздушное лучистое отопление ... 403
§ 13.6. Газовое лучистое отопление ... 405
КОНТРОЛЬНЫЕ ЗАДАНИЯ И УПРАЖНЕНИЯ ... 407
ГЛАВА 14. ЭЛЕКТРИЧЕСКОЕ ОТОПЛЕНИЕ ... 407
§ 14.1. Общие сведения ... 407
§ 14.2. Электрические отопительные приборы ... 409
§ 14.3. Электрическое аккумуляционное отопление ... 416
§ 14.4. Электрическое отопление с помощью теплового насоса ... 421
§ 14.5. Комбинированное отопление с использованием электрической энергии ... 426
КОНТРОЛЬНЫЕ ЗАДАНИЯ И УПРАЖНЕНИЯ ... 429
РАЗДЕЛ 6. ПРОЕКТИРОВАНИЕ СИСТЕМ ОТОПЛЕНИЯ ... 430
ГЛАВА 15. СРАВНЕНИЕ И ВЫБОР СИСТЕМ ОТОПЛЕНИЯ ... 430
§ 15.1. Технические показатели систем отопления ... 430
§ 15.2. Экономические показатели систем отопления ... 432
§ 15.3. Области применения систем отопления ... 436
§ 15.4. Условия выбора системы отопления ... 440
КОНТРОЛЬНЫЕ ЗАДАНИЯ И УПРАЖНЕНИЯ ... 442
ГЛАВА 16. РАЗРАБОТКА СИСТЕМЫ ОТОПЛЕНИЯ ... 442
§ 16.1. Процесс проектирования и состав проекта отопления ... 442
§ 16.2. Нормы и правила проектирования отопления ... 444
§ 16.3. Последовательность проектирования отопления ... 444

§ 16.4. Проектирование отопления с помощью ЭВМ ... 447
§ 16.5. Типовые проекты отопления и их применение ... 449
КОНТРОЛЬНЫЕ ЗАДАНИЯ И УПРАЖНЕНИЯ ... 450
РАЗДЕЛ 7. ПОВЫШЕНИЕ ЭФФЕКТИВНОСТИ СИСТЕМЫ ОТОПЛЕНИЯ ... 451
ГЛАВА 17. РЕЖИМ РАБОТЫ И РЕГУЛИРОВАНИЕ СИСТЕМЫ ОТОПЛЕНИЯ ... 451
§ 17.1. Режим работы системы отопления ... 451
§ 17.2. Регулирование системы отопления ... 455
§ 17.3. Управление работой системы отопления ... 459
§ 17.4. Особенности режима работы и регулирования различных систем отопления ... 461
КОНТРОЛЬНЫЕ ЗАДАНИЯ И УПРАЖНЕНИЯ ... 466
ГЛАВА 18. СОВЕРШЕНСТВОВАНИЕ СИСТЕМЫ ОТОПЛЕНИЯ ... 467
§ 18.1. Реконструкция системы отопления ... 467
§ 18.2. Двухтрубная система водяного отопления повышенной тепловой устойчивости ... 469
§ 18.3. Однотрубная система водяного отопления с термосифонными отопительными приборами ... 472
§ 18.4. Комбинированное отопление ... 474
КОНТРОЛЬНЫЕ ЗАДАНИЯ И УПРАЖНЕНИЯ ... 476
РАЗДЕЛ 8. ЭНЕРГОСБЕРЕЖЕНИЕ В СИСТЕМАХ ОТОПЛЕНИЯ ... 477
ГЛАВА 19. ЭКОНОМИЯ ТЕПЛОТЫ НА ОТОПЛЕНИЕ ... 477
§ 19.1. Снижение энергопотребности на отопление здания ... 477
§ 19.2. Повышение эффективности отопления здания ... 481
§ 19.3. Теплонасосные установки для отопления ... 482
§ 19.4. Экономия теплоты при автоматизации работы системы отопления ... 488
§ 19.5. Прерывистое отопление зданий ... 489
§ 19.6. Нормирование отопления жилых зданий ... 494
КОНТРОЛЬНЫЕ ЗАДАНИЯ И УПРАЖНЕНИЯ ... 496
ГЛАВА 20. ИСПОЛЬЗОВАНИЕ ПРИРОДНОЙ ТЕПЛОТЫ В СИСТЕМАХ ОТОПЛЕНИЯ ... 497
§ 20.1. Системы низкотемпературного отопления ... 497
§ 20.2. Системы солнечного отопления ... 500
§ 20.3. Системы геотермального отопления ... 506
§ 20.4. Системы отопления с использованием сбросной теплоты ... 508
КОНТРОЛЬНЫЕ ЗАДАНИЯ И УПРАЖНЕНИЯ ... 509
Приложение 1 Показатели для расчета топливников отопительных печей ... 510
Приложение 2 Показатели для расчета газоходов отопительных печей ... 511
СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ ... 512

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 нагревания 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 теплогазоснабжение 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.

Предыдущий учебник "Отопление", разработанный коллективом авторов Московского инженерно-строительного института им. В.В. Куйбышева (МИСИ), вышел в свет в 1991 г. За последнее десятилетие возрождения в России рыночной экономики произошли глубочайшие изменения, в том числе, в области строительной индустрии. Заметно возросли объемы строительства, изменилось соотношение в использовании отечественной и зарубежной техники. Появились новые виды отопительного оборудования и технологий, зачастую не имеющих ранее аналогов в России. Все это должно было найти свое отражение в новой редакции учебника.

Настоящий учебник разработан на кафедре отопления и вентиляции Московского государственного строительного университета (МГСУ) в соответствии с действующей типовой программой на основе курса лекций, читаемых проф. А.Н. Сканави с 1958 г. Без изменения базовых теоретических и методических основ курса с учетом современных тенденций в отопительной технике и технологии с 1996 г. данный курс на кафедре ведет проф. Л.М. Махов.

Как и в прежних изданиях учебника, авторы не считали необходимым давать подробные описания непрерывно модернизирующегося оборудования, распространенные справочные данные, а также расчетные таблицы, графики, номограммы. Исключение составляют отдельные конкретные сведения, необходимые для примеров и пояснений конструкций и физических явлений.

Отдельные разделы содержат практические примеры расчета систем отопления и их оборудования. После каждой главы даны контрольные задания и упражнения, предназначенные для проверки полученных знаний. Они могут быть использованы в научной и учебно-исследовательской работе студентов, а также при проведении государственного экзамена по специальности.

В основу настоящего учебника положен материал, подготовленный проф. А.Н. Сканави для предыдущего издания. В учебнике также использованы материалы разделов из предыдущего издания, составленные: засл. деятель науки и техники РСФСР, проф., д.т.н. В.Н. Богословским (гл. 2, 19), проф., к.т.н. Е.Г. Малявиной (гл. 14), к.т.н. И.В. Мещаниновым (гл. 13), к.т.н. С.Г. Булкиным (гл. 20).

Авторы приносят благодарность за помощь в составлении учебника проф., д.т.н. Ю.Я. Кувшинову, а также инж. А.А. Серенко за техническую помощь в его оформлении.

Авторы выражают глубокую признательность рецензентам - кафедре Теплогазоснабжения и вентиляции Московского института коммунального хозяйства и строительства (заведующий кафедрой, проф., к.т.н. Е.М. Авдолимов) и инж. Ю.А. Эпштейну (ОАО "МОСПРОЕКТ") - за ценные советы и замечания, сделанные при рецензировании рукописи учебника.

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 теплозатрат 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 теплопотери 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 тепло-физические 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 местно-

сти 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 суток) 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 ≤ 8 °С.

Для характеристики изменения температуры наружного воздуха tH в течение отопительного сезона рассмотрим график (рис. 1) продолжительности стояния z одинаковой среднесуточной температуры на примере Москвы, где продолжительность отопительного сезона Δz_0 с составляет 7 мес (214 сут). Как видно, наибольшая продолжительность стояния температуры в Москве относится к средней температуре отопительного сезона (-3,1 °С). 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).

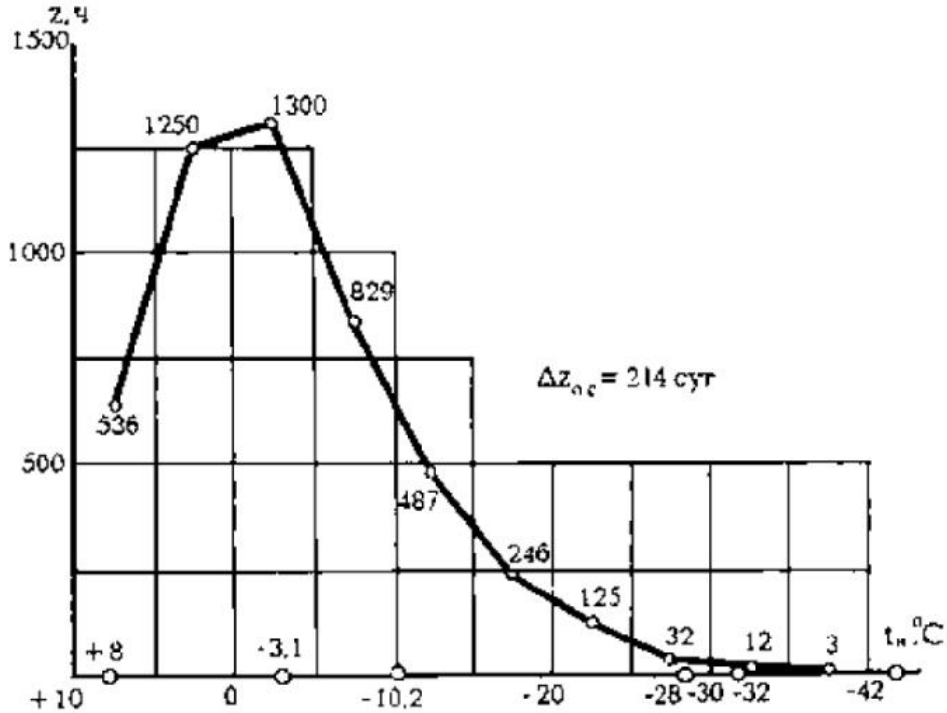

Рис. 1. Продолжительность стояния одинаковой среднесуточной температуры наружного воздуха за отопительный сезон в Москве

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 камины. До XVII в. камины 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 от-

делена 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, Лукашевича 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 м3) 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 ла-

бораторией 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 сребренных 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 пароводоводяное 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 водоводяное 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 °С.

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.

РАЗДЕЛ 1. ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ ОБ ОТОПЛЕНИИ

ГЛАВА 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.

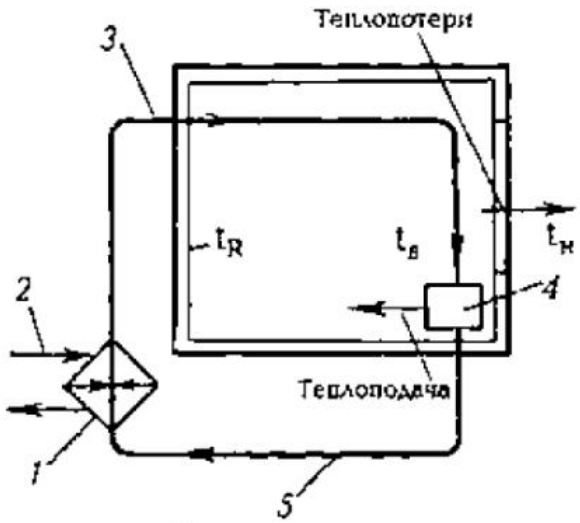

Рис. 1.1. Схема системы отопления: *1* - теплогенератор или теплообменник; *2* - подача топлива или подвод первичного теплоносителя; *3* - подающий теплопровод; *4* - отопительный прибор; *5* - обратный теплопровод

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 $\Delta z_{о.с}$, должна использоваться частично в зависимости от изменения теплопотерь помещений при текущем значении температуры наружного воздуха ($t_{н.i}$ на рис. 1.2) и только при $t_{н.р}$ -полностью.

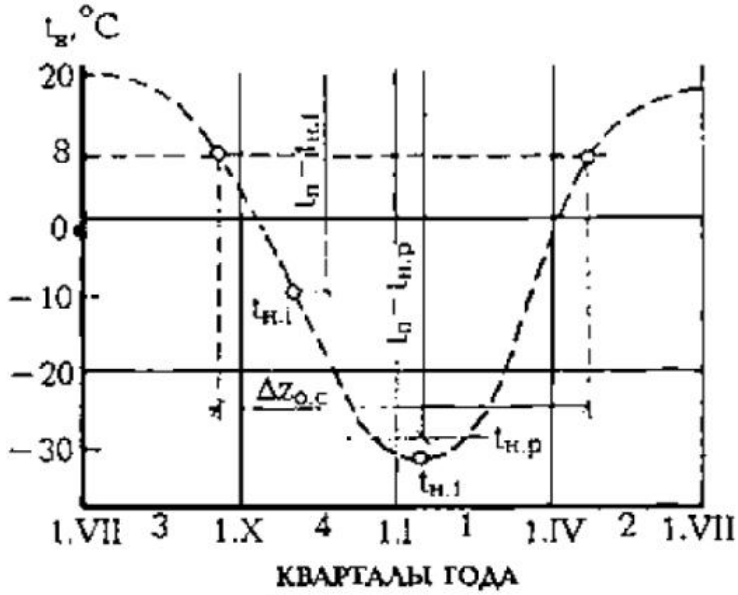

Рис. 1.2. Изменение среднесуточной температуры наружного воздуха в течение года в Москве: $t_п$ - температура помещения; $t_{п.1}$ - минимальная среднесуточная температура наружного воздуха

Текущие (сокращенные) теплозатраты 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, ремонтопригодность) 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 обусловливаются 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. Теплопереносящая рабочая среда нагревается горячей водой, паром, электричеством или при сжигании какого-либо топлива.

Примером местной системы является газовоздушный 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.

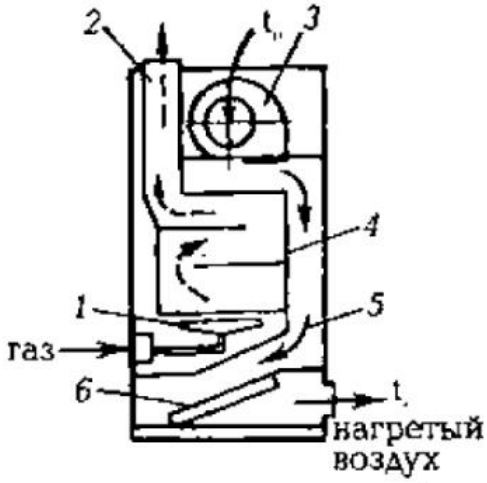

Рис. 1.3. Схема газовоздушного отопительного агрегата: *1* - газовая горелка; *2* - дымоход; *3* - вентилятор; *4* - газовоздушный теплообменник; *5* - теплопроводы (каналы); *6* - воздушный фильтр

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 *магистрали (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 $t_г \leq t_1$) теплопроводам в отдельные помещения каждого здания к отопительным приборам и, охладившись, возвращается на тепловую станцию (рис. 1.4).

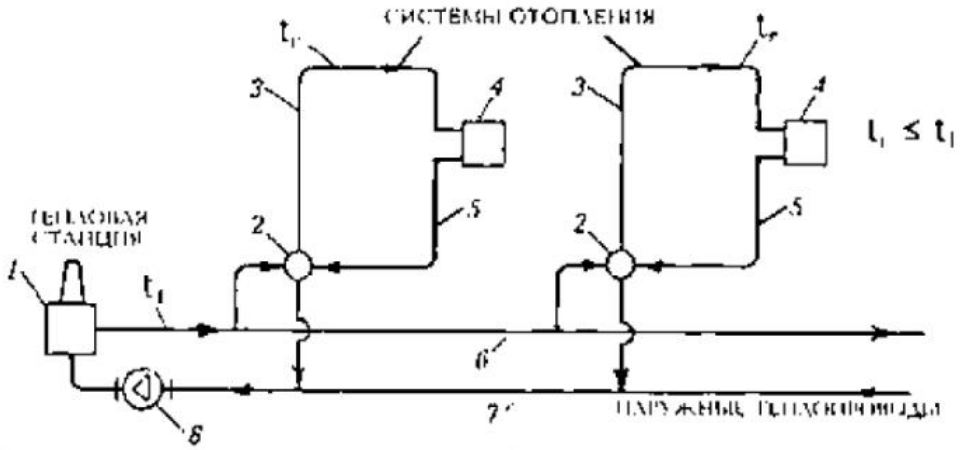

Рис. 1.4. Схема районной системы отопления: *1* - приготовление первичного теплоносителя; *2* - местный тепловой пункт; *3* и *5* - внутренние подающие и обратные теплопроводы; *4* - отопительные приборы; *6* и *7* - наружный подающий и обратный теплопроводы; *8* - циркуляционный насос наружного теплопровода

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 удается ограничить температуру теплоотдающей поверхности отопительных приборов. При транспортировании горячих газов имеют место значительные попутные теплопотери, обычно бесполезные для обогревания 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 теплопотерям 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 теплопотерь.

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 теплопотерь 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^3	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 1 м^3 теплоносителя, кДж	316 370	3263	46,4
Скорость движения, м/с	1,5	80	15
Соотношение площади поперечного сечения теплопроводов	1	1,8	680

Видно, что площади поперечного сечения водоводов и паропроводов относительно близки, а сечение воздуховодов 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 воздуховоды, даже если последние выполнить со значительно более тонкими стенками. Кроме того, при большой длине металлических воздуховодов 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 (ПО - 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 конденсатопроводов, 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.

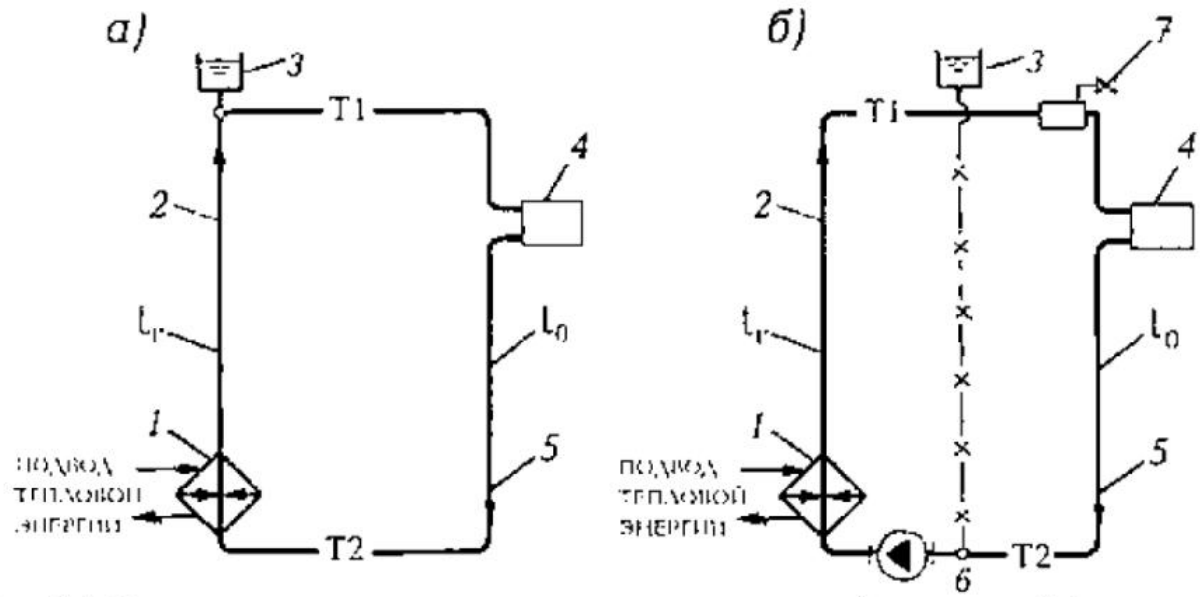

Рис. 1.5. Схемы системы водяного отопления: *а* - с естественной циркуляцией (гравитационная); *б* - с механическим побуждением циркуляции воды (насосная); *1* - теплообменник; *2* - подающий теплопровод (Т1); *3* - расширительный бак; *4* - отопительный прибор; *5* - обратный теплопровод (Т2); *6* - циркуляционный насос; *7* - устройство для выпуска воздуха из системы

По *температуре теплоносителя* различаются системы **низкотемпературные** с предельной температурой горячей воды $t_г$<70 °С, **среднетемпературные** при $t_г$ от 70 до 100 **°С и высокотемпературные** при $t_г$>100 °С. Максимальное значение температуры воды ограничено в настоящее время 150°С.

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 ("д" 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.

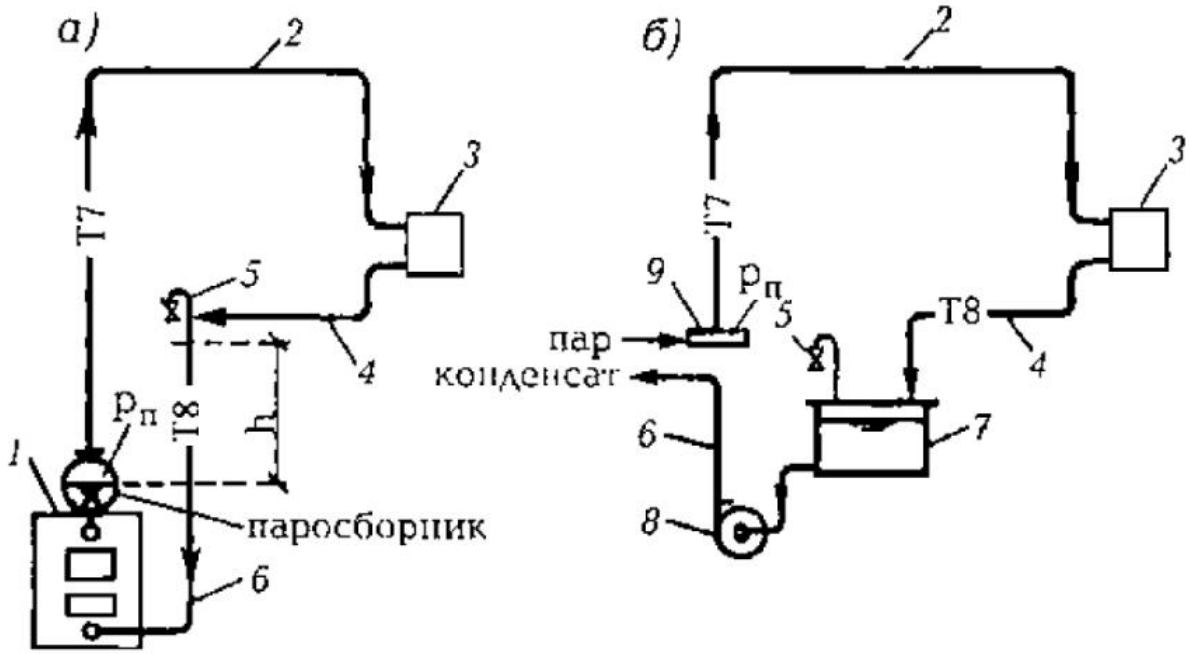

Рис. 1.6. Схемы системы парового отопления: *а* - замкнутая схема; *б* - разомкнутая схема; *1* - паровой котел с паросборником; *2* - паропровод (Т7); *3* - отопительный прибор; *4* и *5* - самотечный и напорный конденсатопроводы (Т8); *6* - воздуховыпускная труба; *7* - конденсатный бак; *8* - конденсатный насос; *9* - пароораспределительный коллектор

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 $p_п$ 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 $p_п$ в паросборнике котла (см. рис. 1.6, *а)* или в пароraспределительном 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 движе-

ние 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).*

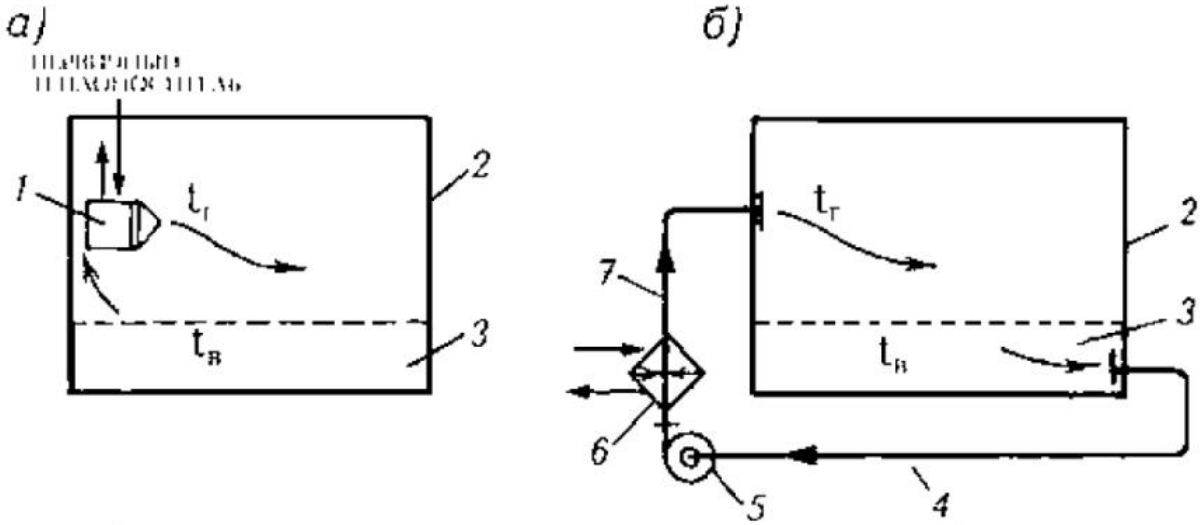

Рис. 1.7. Схемы системы воздушного отопления: *а* - местная система; *б* - центральная система; *1* - отопительный агрегат; *2* - обогреваемое помещение (помещения на рис. б); *3* - рабочая (обслуживаемая) зона помещения; *4* - обратный воздуховод; *5* - вентилятор; *6* - теплообменник (калорифер); *7* - подающий воздуховод

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) воздуховоду. Горячий воздух при температуре $t_г$ 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 °С), 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.

ГЛАВА 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 не плотности 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 ΔQ 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

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

где $Q_{огр}$ - потери теплоты через наружные ограждения; $Q_{Н(ВеНТ)}$ - расход теплоты на нагревание поступающего в помещение наружного воздуха; $Q_{Т(6ЫТ)}$ - 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 теплопоступления 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. Не стационарность тепловых процессов, происходящих при отоплении помещений, учитывают специальными расчетами на основе теории теплоустойчивости.

§ 2.2. Потери теплоты через ограждения помещения

Наибольшие потери теплоты через i-ое ограждение помещения Q_i, Вт, определяют по формуле

$$Q_i = (A_i / R_{0,i})(t_p - t_{ext})\, n_i (1 + \Sigma\beta_i), \qquad (2.2)$$

где A_i - площадь ограждения, $м^2$; $R_{0,i}$ - приведенное сопротивление теплопередаче ограждения, $м^2 \cdot °C/Вт$; t_p - расчетная температура помещения, °С; t_{ext} - расчетная температура снаружи ограждения, °С; П; - коэффициент, учитывающий фактическое понижение расчетной разности температуры (t_p - t_{ext}) для ограждений, которые отделяют отапливаемое помещение от не отапливаемого (подвал, чердак и др.); p_1 - коэффициент, учитывающий дополнительные теплопотери через ограждения.

Расчетная температура помещения t_p обычно задается равной расчетной температуре воздуха в помещении t_B, °С, с учетом возможного повышения ее по высоте в помещениях высотой более 4 м. Температура t_B принимается в зависимости от назначения помещения по СНиП, соответствующим назначению отапливаемого здания.

Под расчетной температурой снаружи ограждения t_{ext} подразумевается температура наружного воздуха для холодного периода года при расчете потерь теплоты через наружные ограждения или температура воздуха более холодного помещения при расчете потерь теплоты через внутренние ограждения. Величина наибольших теплопотерь через наружные ограждения будет соответствовать заданному коэффициенту обеспеченности внутренних условий в помещении $К_{об}$, с учетом которого и выбирается значение $t_{ext}=t_H$. В соответствии с действующими нормами теплопотери помещений, по которым определяется расчетная тепловая мощность системы отопления, принимаются равными сумме теплопотерь через отдельные наружные ограждения без учета их тепловой инерции при $t_H=t_{H\,5}$, т.е. при **средней температуре наружного воздуха наиболее холодной пятидневки, соответствующей** $К_{об}$= **0,92.** Кроме того, должны быть учтены потери или поступления теплоты че-

рез внутренние ограждения, если температура в соседних помещениях ниже или выше температуры в расчетном помещении на 3 °С и более.

Приведенное сопротивление теплопередаче ограждения или его коэффициент теплопередачи $k_0 = 1/R_{0,k}$, входящие в формулу (2.2), принимаются по теплотехническому расчету в соответствии с требованиями действующего СНиП "Строительная теплотехника" или (например, для окон, дверей) по данным организации-изготовителя.

Особый подход существует к расчету теплопотерь через **полы, лежащие на грунте.** Передача теплоты из помещения нижнего этажа через конструкцию пола является сложным процессом. Учитывая сравнительно небольшой удельный вес теплопотерь через пол в общих теплопотерях помещения, применяют упрощенную методику расчета. Теплопотери через пол, расположенный непосредственно на грунте, рассчитывают **по зонам.** Для этого поверхность пола делят на полосы шириной 2 м, параллельные наружным стенам. Полосу, ближайшую к наружной стене, обозначают первой зоной, следующие две полосы - второй и третьей, а остальную поверхность пола - четвертой зоной. Если проводится расчет теплопотерь заглубленного в грунт помещения, отсчет зон ведется от уровня земли по внутренней поверхности наружной стены и далее по полу. Поверхность пола в зоне, примыкающей к наружному углу помещения, имеет повышенные теплопотери, поэтому ее площадь в месте примыкания при определении общей площади зоны учитывается дважды.

Расчет теплопотерь каждой зоной проводят по формуле (2.2), принимая $n_i\ (1 + \beta_i)$=1,0. За величину $R_{o,i}$ принимают условное сопротивление теплопередаче **не утепленного** пола $R_{н.п}$, м^2 °С/Вт, которое для каждой зоны берут равным: для первой зоны - 2,1; для второй зоны - 4,3; для третьей зоны - 8,6; для четвертой зоны - 14,2.

Если в конструкции пола, лежащего на грунте, имеются слои материалов, теплопроводность которых меньше 1,2 Вт/(м • °С), то такой пол называют **утепленным.** При этом сопротивление теплопередаче каждой зоны утепленного пола $R_{у.д}$, м^2·°С/Вт, принимают равным

$$R_{у.п} = R_{н.п} + \sum(\delta_{у.с} / \lambda_{у.с}), \qquad (2.3)$$

где $\delta_{ус}$ - толщина утепляющего слоя, м; $\lambda_{ус}$ - теплопроводность материала утепляющего слоя, Вт/(м·°С).

Теплопотери через **полы по лагам** рассчитываются также по зонам, только условное сопротивление теплопередаче каждой зоны пола $R_л$, м^2·°С/Вт, принимается равным 1,18 $R_{у.п}$ (здесь в качестве утепляющих слоев учитывают воздушную прослойку и настил по лагам).

Площадь отдельных ограждений при подсчете потерь теплоты через них должна вычисляться с соблюдением определенных **правил обмера.** Эти правила по возможности учитывают сложность процесса теплопередачи через элементы ограждения и предусматривают условные увеличения и уменьшения площадей, когда фактические теплопотери могут быть соответственно больше или меньше подсчитанных по принятым простейшим формулам. Как правило, площади определяются по внешнему обмеру.

Площади *окон, дверей* и *фонарей* измеряются по наименьшему строительному проему. Площади *потолка* и *пола* измеряются между осями внутренних стен и внутренней поверхностью наружной стены. Площади пола по грунту и лагам определяются с условной их разбивкой на зоны, как указано выше. Площади *наружных стен* в плане измеряются по

внешнему периметру между наружным углом здания и осями внутренних стен. Измерение наружных стен по высоте проводят:

- - в первом этаже (в зависимости от конструкции пола) или от внешней поверхности пола по грунту, или от поверхности подготовки под конструкции пола на лагах, или от нижней поверхности перекрытия над подпольем или не отапливаемым подвальным помещением до чистого пола второго этажа;
- - в средних этажах от поверхности пола до поверхности пола следующего этажа;
- - в верхнем этаже от поверхности пола до верха конструкции чердачного перекрытия или бесчердачного покрытия.

При необходимости определения теплопотерь через *внутренние ограждения* их площади берутся по внутреннему обмеру.

Основные теплопотери через ограждения, подсчитанные по формуле (2.2) при $\beta_i = 0$, часто оказываются меньше действительных теплопотерь, так как при этом не учитывается влияние на процесс теплопередачи некоторых факторов. Потери теплоты могут заметно изменяться под влиянием инфильтрации и эксфильтрации воздуха через толщу ограждений и щели в них, а также под действием облучения солнцем и "отрицательного" излучения внешней поверхности ограждений в сторону небосвода. Теплопотери помещения в целом могут возрасти за счет изменения температуры по высоте, врывания холодного воздуха через открываемые проемы и пр.

Эти **дополнительные потери теплоты** обычно учитывают добавками к основным теплопотерям. Величина добавок и условное их деление по определяющим факторам следующее.

Добавка на **ориентацию по странам света (сторонам горизонта)**

делается на все наружные вертикальные и наклонные (их проекция на вертикаль) ограждения. Величины добавок берутся в соответствии со схемой на рис. 2.1. Для общественных, административно-бытовых и производственных зданий при наличии в помещении двух и более наружных стен добавки на ориентацию по сторонам горизонта на все указанные выше ограждения увеличиваются на 0,05, если одно из ограждений обращено на север, восток, северо-восток и северо-запад, или на 0,1 - в других случаях. В типовых проектах эти добавки принимаются в размере 0,08 при одной наружной стене и 0,13 при двух и более стенах в помещении (кроме жилых), а во всех жилых помещениях - 0,13.

Для **горизонтально расположенных ограждений** добавка в размере 0,05 вводится только для не обогреваемых полов первого этажа над холодными подпольями зданий в местностях с расчетной температурой наружного воздуха минус 40 °С и ниже, с

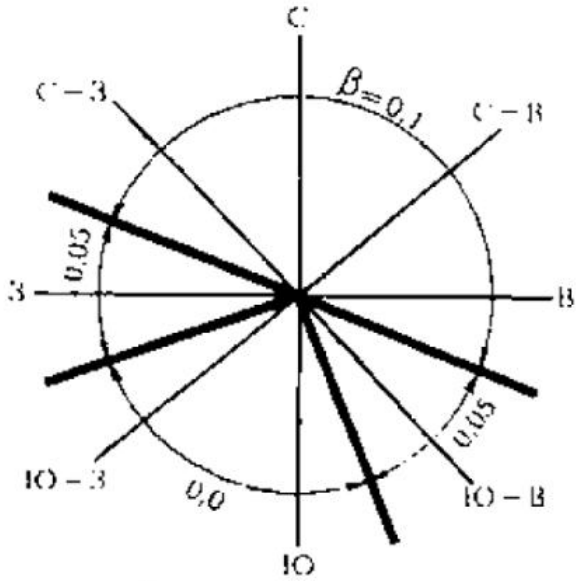

Рис. 2.1. Схема распределения добавок к основным теплопотерям на ориентацию наружных ограждений по странам света (сторонам горизонта)

Добавка **на врывание холодного воздуха** через наружные двери (не оборудованные воздушными или воздушно-тепловыми завесами) при их кратковременном открывании при высоте здания Н, м, от средней планировочной отметки земли до верха карниза, центра вытяжных отверстий фонаря или устья вентиляционной шахты принимается: для тройных дверей с двумя тамбурами между ними в размере β_i=0,2Н, для двойных дверей с тамбурами между ними - 0,27Н, для двойных дверей без тамбура - 0,34Н, для одинарных дверей - 0,22Н. Для наружных ворот при отсутствии тамбура и воздушно-тепловых завес добавка равна 3, при наличии тамбура у ворот -1. Указанные выше добавки не относятся к летним и запасным наружным дверям и воротам.

Ранее нормами предусматривалась добавка **на высоту** для помещений высотой более 4 м, равная 0,02 на каждый метр высоты стен сверх 4 м, но не более 0,15. Эта надбавка учитывала увеличение теплопотерь в верхней части помещения, так как температура воздуха возрастает с высотой. Позднее это требование было исключено из норм. Теперь в высоких помещениях необходимо делать специальный расчет распределения температуры по высоте, в соответствии с которым и определяются теплопотери через стены и покрытия. В лестничных клетках изменение температуры по высоте не учитывается.

Пример 2.1. Рассчитаем теплопотери через ограждения помещений двухэтажного здания общежития, расположенного в Москве (рис. 2.2). Расчетная температура наружного воздуха для отопления $t_{Н\,5}$=-26 °С.

Коэффициенты теплопередачи наружных ограждений k, Вт/(м^2·°С), определенные теплотехническим расчетом, а также по нормативным или справочным данным, принимаем равными: для наружных стен (Нс) - 1,02; для чердачного перекрытия (Пт) - 0,78; для окон с двойным остеклением в деревянных переплетах (До) -2,38; для наружных двойных деревянных дверей без тамбура (Нд) - 2,33; для внутренних стен лестничной клетки (Вс) - 1,23; для одинарной внутренней двери из лестничной клетки в коридоры (Вд) - 2,07.

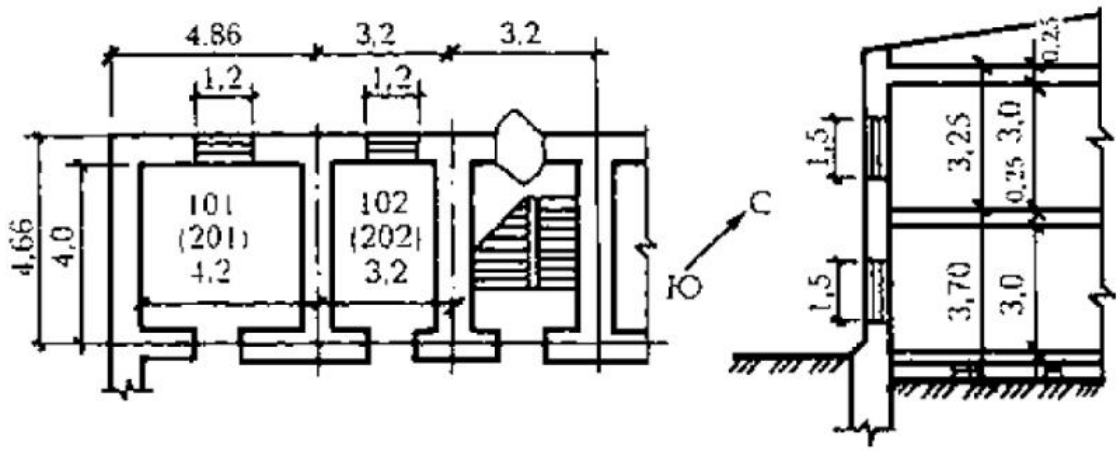

Рис. 2.2. План и разрез помещений здания общежития (к примерам 2.1, 2.2 и 2.3)

Полы первого этажа (Пл) выполнены на лагах. Термическое сопротивление замкнутой воздушной прослойки $R_{Вп}$=0,172, м^2·°С/Вт, толщина дощатого настила 5 = 0,04 м с теплопроводностью Х=0,175 Вт/(м·°С). Термическое сопротивление утепляющих слоев конструкции пола равно:

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

Теплопотери через пол на лагах определяются по зонам. Условное сопротивление теплопередаче, м^2·°С/Вт, и коэффициент теплопередачи, Вт/(м^2·°С), для I и II зон:

$$R_I = 1,18(2,1 + 0,43) = 3,05;\ k_I = 1/3,05 = 0,328;$$
$$R_{II} = 1,18(4,3 + 0,43) = 5,6;\ k_{II} = 1/5,6 = 0,178.$$

Для не утепленного пола лестничной клетки

$$R_I = 2,1;\ k_I = 0,465;$$
$$R_{II} = 4,3;\ k_{II} = 0,232.$$

Теплопотери через отдельные ограждения рассчитываем по формуле (2.2). Расчет сведен в табл. 2.1.

Таблица 2.1. Расчет теплопотерь помещений

№ помещения	Наименование помещения и его температура $t_в$, °С	Характеристика ограждения: Наименование	Ориентация по сторонам горизонта	Размеры, м	Площадь A, м²	Коэффициент теплопередачи ограждения k, Вт/(м²·°С)	Расчетная разность температуры $(t_в - t_н)n$, °С	Основные теплопотери через ограждения, Вт	Добавочные теплопотери β: На ориентацию по сторонам горизонта	Добавочные теплопотери β: Прочие	Коэффициент $(1 + \Sigma\beta)$	Теплопотери, Вт: Через ограждения	Теплопотери, Вт: На нагревание инфильтрующегося воздуха	Теплопотери, Вт: Помещения в целом
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15
101	Жилая комната угловая, 20	Нс	ЮЗ	4,66×3,7	17,2	1,02	46	807	0	0	1	807		
		Нс	СЗ	4,86×3,7	18,0	1,02	46	844	0,1	0	1,1	928		
		До	СЗ	1,5×1,2	1,8	2,38 - 1,02	46	113	0,1	0	1,1	124		
		ПлI	-	8,2×2	16,4	0,328	46	247	-	-	1	247		
		ПлII	-	2,2×2	4,4	0,178	46	36	-	-	1	36		
												2142	797	**2939**
102	Жилая комната рядовая, 18	Нс	СЗ	3,2×3,7	11,8	1,02	44	530	0,1	0	1,1	583		
		До	СЗ	1,5×1,2	1,8	1,36	44	108	0,1	0	1,1	119		
		ПлI	-	3,2×2	6,4	0,328	44	92	-	-	1	92		
		ПлII	-	3,2×2	6,4	0,178	44	50	-	-	1	50		
		Вс	-	3,8×3	11,4	1,23	(18 – 12)	84	-	-	1	84		
												928	567	**1495**
201	Жилая комната угловая, 20	Нс	ЮЗ	4,66×3,25	15,1	1,02	46	708	0	0	1	708		
		Нс	СЗ	4,86×3,25	15,8	1,02	46	741	0,1	0	1,1	815		
		До	СЗ	1,5×1,2	1,8	1,36	46	113	0,1	0	1,1	124		
		Пт	-	4,2×4	16,8	0,78	4640,9	543	-	-	1	543		
												2190	797	**2987**
202	Жилая комната рядовая, 18	Нс	СЗ	3,2×3,25	10,4	1,02	44	467	0,1	0	1,1	514		
		До	СЗ	1,5×1,2	1,8	1,36	44	108	0,1	0	1,1	119		
		Пт	-	3,2×4	12,8	0,78	44×0,9	395	-	-	1	395		
		Вс	-	3,8×3	11,4	1,23	(18 – 12)	84	-	-	1	84		
												1112	567	**1679**
А	Лестничная клетка, 12	Нс	СЗ	(6,95×3,2-3,5)	18,7	1,02	38	725	0,1	0	1,1	798		
		До	СЗ	1,5×1,2	1,8	1,36	38	93	0,1	0	1,1	102		
		Нд	СЗ	1,6×2,2	3,5	2,33	38	310	0,1	0,34×7	3,48	1079		
		Пт	-	3,2×4	12,8	0,78	38×0,9	341	-	-	1	341		
		ПлI	-	3,2×2	6,4	0,465	38	113	-	-	1	113		
		ПлII	-	3,2×2	6,4	0,232	38	56	-	-	1	56		
		Вд	-	1,6×2,2	3,5	2,07	(12 – 18)	-43	-	-	1	-43		
		Вс	-	2(3,8×6,2)+ +(2,8×6,2-3,5)	61	1,23	(12 – 18)	-450	-	-	1	-450		
												1996		**1996**

Примечания.

1. В графе 7 коэффициент теплопередачи для окон определен как разность коэффициентов теплопередачи окна и наружной стены, но при этом площадь окна не вычитается из площади стены.
2. Теплопотери через наружную дверь определены отдельно (из площади стены исключается площадь двери, так как добавка "на врывание наружного воздуха через дверь" относится к основным теплопотерям через закрытую дверь).
3. В графе 14 приведены расчетные теплопотери на нагревание инфильтрующегося воздуха (см. пример 2. 2).
4. Теплопотери помещения в целом (графа 15) определены как сумма теплопотерь через ограждения и на нагревание инфильтрующегося воздуха.

§ 2.3. Потери теплоты на нагревание инфильтрующегося наружного воздуха

Добавки к основным теплопотерям на врывание воздуха через наружные двери и ворота здания (см. § 2.2) приближенно учитывают затраты теплоты на инфильтрацию, и учет только их в производственных и многоэтажных зданиях оказывается недостаточным.

В подобных зданиях расход теплоты на нагревание холодного воздуха, поступающего через притворы окон, фонарей, дверей, ворот, составляет 30...40 % и более от основных теплопотерь. Учитывая столь большую величину этих потерь, при расчете теплопотерь многоэтажных зданий делают специальные расчеты затрат теплоты на нагревание поступающего в помещение холодного наружного воздуха.

Количество наружного воздуха, поступающего в помещение в результате инфильтрации, зависит от конструктивно-планировочного решения здания, направления и скорости ветра, температуры воздуха, герметичности конструкций и особенно длины и вида притворов открывающихся окон, фонарей, дверей и ворот.

Общий процесс обмена воздухом между помещениями и с наружным воздухом, который происходит под действием естественных сил и работы искусственных побудителей движения воздуха, называют **воздушным режимом** здания. Воздухообмен происходит через все воздухопроницаемые элементы (притворы, стыки, вентиляционные каналы и пр.) под действием разности давления, поэтому расчет воздушного режима сводится к рассмотрению аэродинамической системы с определенным образом заданными граничными условиями. Решение этой задачи рассматривается в курсах "Теоретические основы создания микроклимата в помещении" и "Вентиляция".

При определении теплозатрат на нагревание наружного воздуха при инфильтрации расчет воздушного режима здания может быть упрощен. Задача инженерного расчета сводится, прежде всего, к определению суммарного расхода инфильтрующегося воздуха 2Д, кг/ч, через отдельные ограждающие конструкции помещения, который зависит от вида и характера не плотностей в наружных ограждениях и определяется по формуле

$$\sum G_i = 0{,}21\sum(\Delta p_1^{2/3} A_1) / R_{и,1} + \sum(\Delta p_2^{1/2} A_2) / R_{и,2} + \sum(\Delta p_3 l_3) / R_{и,3}, \qquad (2.4)$$

где обозначения с индексом 1 относятся к окнам, балконным дверям и фонарям; с индексом 2 - к дверям, воротам и открытым проемам; с индексом 3 - к стыкам стеновых панелей (эта составляющая учитывается только для жилых зданий); А - площадь ограждения, $м^2$; l_3 -длина стыков панелей, м; R_M - сопротивление воздухопроницанию соответствующего ограждения, $м^2 \cdot ч \cdot Па^n/кг$ для $R_{H,1}$ и $R_{H,2}$ или $м \cdot ч \cdot Па/кг$ для $К_{из}$ (показатель степени n, равный 1, 1/2 или 2/3, характеризует различный аэродинамический режим фильтрации воздуха, соответственно ламинарный - через стыки панелей, турбулентный - через двери и открытые проемы, смешанный - через не плотности окон); Δp - перепад давления на поверхности соответствующих ограждений на уровне расположения воздухопроницаемого элемента, Па; 0,21 - числовой коэффициент, учитывающий перепад давления Δp_0=10 Па, при котором определяются расчетные значения R_{H1} ($0{,}21=1/10^{2/3}$).

Фактические значение сопротивления воздухопроницанию наружных ограждений R_H определяются по действующим СНиП [2] или по данным организации-изготовителя.

Расчетная разность давления Δp_i, Па, в общем случае определяется величиной гравитационно-ветрового давления и работой вентиляции

$$\Delta p_i = (H - h_i)g(\rho_н - \rho_в) + 0{,}5v_н^2\rho_н(c_н - c_з)k - p_0, \qquad (2.5)$$

где H - высота здания от поверхности земли до верха карниза или вытяжных отверстий шахт (фонаря), м; h_i - расстояние от поверхности земли до верха окон, дверей и проемов или до середины стыков панелей, м; g=9,81 м/с^2 - ускорение свободного падения; $p_н$, $p_в$ - плотность, соответственно, наружного и внутреннего воздуха, кг/м^3, определяемая по специальным таблицам или в зависимости от температуры воздуха t по формуле p = 353 / (273 + t); $V_Н$ - расчетная скорость ветра, м/с; k - коэффициент, учитывающий изменение скоростного давления ветра по высоте здания, принимаемый по СНиП "Нагрузки и воздействия"; $c_н$, $C_З$ - аэродинамические коэффициенты на, соответственно, наветренной и заветренной сторонах здания (там же); p_0 - условное давление в помещении, Па, от уровня которого отсчитаны первое и второе слагаемые формулы (2.5).

Для помещений (зданий) со сбалансированной вентиляцией (вентиляционная вытяжка полностью компенсируется подогретым притоком воздуха) или при отсутствии организованной вентиляции условное давление p_0, Па, принимается равным наибольшему избыточному давлению в верхней точке заветренной стороны здания, обусловленному действием гравитационного и ветрового давления, т.е.

$$p_0 = 0{,}5Hg(\rho_н - \rho_в) + 0{,}25v_н^2\rho_н(c_н - c_з)k. \qquad (2.6)$$

Вычисленное значение p0 принимается постоянным для всего здания, в лестничной клетке, в непосредственно соединенных с ней коридорах, а также в отдельных помещениях при свободном перетекании воздуха из помещения в коридоры. В случае герметизации внутренних дверей условное давление в отдельных помещениях определяется из уравнения воздушного баланса помещения.

Расход теплоты на нагревание инфильтрующегося воздуха $Q_Н$, Вт, определяется по формуле

$$Q_н = 0{,}28\sum G_i c(t_в - t_н)\beta, \qquad (2.7)$$

где c - массовая теплоемкость наружного воздуха, принимая равной 1 кДж/(кг°С); $t_В$, $t_Н$ - расчетная температура соответственно внутреннего и наружного воздуха ($t_Н = 1_{н\,5}$); P - коэффициент, учитывающий нагревание инфильтрующегося воздуха в ограждении встречным тепловым потоком (экономайзерный эффект), равный: 0,7 -для стыков панелей и окон с тройными переплетами, 0,8 - для окон и балконных дверей с раздельными переплетами и 1,0 - для окон с одинарными и спаренными переплетами; 0,28 - числовой коэффициент, приводящий в соответствие принятые размерности расхода воздуха, кг/ч, и теплового потока, Вт (0,28=1005/3600).

В жилых и общественных зданиях только с вытяжной вентиляцией (без компенсации подогретым притоком воздуха) расход теплоты на нагревание инфильтрующегося воздуха определяется двумя путями.

Сначала определяют расход теплоты $Q_{вент}$, Вт, на нагревание наружного воздуха, компенсирующего расчетный расход воздуха $L_{вент}$, м^3/ч, удаляемого из помещения вытяжной вентиляцией, по формуле

$$Q_{вент} = 0{,}28\, L_{вент}\, \rho_н c(t_в - t_н). \qquad (2.8)$$

Для жилых зданий удельный расход воздуха нормируется в размере 3 $м^3$/ч на 1 $м^2$ площади жилых помещений и кухни. В общественных зданиях он должен определяться расчетом воздухообмена в помещениях.

Затем рассчитывается расход теплоты $Q_н$ по формуле (2.7) из условия нагревания инфильтрующегося через наружные ограждения воздуха при отсутствии вентиляции.

За расчетное принимается большее из полученных значений. Подобное сопоставление особенно актуально в современных условиях, когда с одной стороны в действующих нормах [2] снижено требуемое значение воздухопроницаемости окон, с другой стороны, современные их конструкции имеют очень большое сопротивление воздухопроницанию.

Для всех зданий с другим назначением (кроме жилых и общественных с естественной вытяжной вентиляцией) $Q_Н$ определяется только одним путем - расчетом по формуле (2.7).

Пример 2.2. Рассчитаем расход теплоты на нагревание инфильтрующегося воздуха в помещениях общежития, рассмотренного в примере 2.1. Жилые помещения оборудованы естественной вытяжной вентиляцией с нормативным воздухообменом 3 $м^3$/ч на 1 $м^2$ площади пола.

Определяем расход теплоты на нагревание вентиляционного воздуха по формуле (2.8):

для угловых помещений (№ 101, 201)

$$Q_{всит} = 0{,}28 \cdot 3 \cdot 3{,}7 \cdot 3{,}9 \cdot 1{,}429(20 + 26) = 797 \text{ Вт};$$

для рядовых помещений (№ 102, 202)

$$Q_{всит} = 0{,}28 \cdot 3 \cdot 2{,}9 \cdot 3{,}7 \cdot 1{,}429(18 + 26) = 567 \text{ Вт}.$$

Инфильтрационные теплопотери для жилых комнат в результате действия только гравитационного и ветрового давления (расчетная скорость ветра для Москвы $v_Н$=4 м/с) рассчитываем в такой последовательности.

Определяем условное давление в лестничной клетке и в примыкающих к ней коридорах по формуле (2.6):

$$p_0 = 0{,}5 \cdot 7 \cdot 9{,}81(1{,}429 - 1{,}239) + 0{,}25 \cdot 4^2 \cdot 1{,}429(0.8 - (-0{,}6))0{,}65 =$$
$$= 6{,}52 + 5.2 = 11{,}72 \text{ Па}.$$

Вычисляем условное давление на внешней поверхности наружных ограждений p, равное двум первым слагаемым формулы (2.5) (плотность внутреннего воздуха принимаем по наиболее представительной рядовой жилой комнате при $t_В$=18 °С):

для помещений первого этажа

$$p_1 = (7 - 3{,}3) \cdot 9{,}81(1{,}429 - 1{,}213) + 0{,}5 \cdot 4^2 \cdot 1{,}429(0{,}8 - (-0{,}6))0{,}65 =$$
$$= 7{,}84 + 10{,}4 = 18{,}24 \text{ Па};$$

для помещений второго этажа

$$p_2 = (7 - 6{,}5) \cdot 9{,}81(1{,}429 - 1{,}213) + 0{,}5 \cdot 4^2 \cdot 1.429(0{,}8 - (-0{,}6))0{,}65 =$$
$$= 1{,}06 + 10{,}4 = 11{,}46 \text{ Па};$$

Сопротивление воздухопроницанию ограждений принимаем по результатам проверочного расчета воздухопоницаемости в соответствии с требованиями СниП [2] и по справочным данным: для заполнения оконных проемов R_{Hi}=0,13 м^2·ч·Па$^{2/3}$/кг (спаренный переплет); для внутренних дверей $R_{H,2}$=0,3 м^2·ч·Па$^{1/2}$/кг.

Определяем условное давление в помещениях p_x из уравнения воздушного баланса при условии перетекания инфильтрующегося через окно воздуха в коридоры и при отсутствии вентиляции

$$0{,}21(p - p_x)^{2/3} A_1 / R_{и,1} = (p_x - p_0)^{1/2} A_2 / R_{н,2},$$

откуда при площади окна A_1=l,8 м^2 и внутренней двери A^2=1,98 м^2 имеем: для помещений первого этажа $p_{x\,л}$ =13,9 Па, для помещений второго этажа p_{x2}=12,2 Па.

Полученные значения давлений незначительно отличаются от условного давления в лестничной клетке и для данного примера могут быть приняты равными последнему. Однако в других случаях, особенно в многоэтажных зданиях, различие может быть существенным.

Вычисляем расчетную разность давления по формуле (2.5):

$$\Delta p_t = p_t - p_{x,1} = 18{,}24 - 13{,}9 = 4{,}34 \text{ Па};$$

для помещений первого этажа

$$\Delta p_2 = p_2 - p_{x,2} = 11{,}46 - 12{,}2 = -0{,}74 \text{ Па}.$$

Отрицательное значение Δp_2 свидетельствует не об инфильтрации, а об экс-фильтрации внутреннего воздуха через не плотности ограждений (при отсутствии вентиляции).

Определяем расход воздуха, инфильтрующегося через окна помещений первого этажа (первое слагаемое формулы (2.4)):

$$G_1 = 0{,}21 \cdot 4{,}34^{2/3} \cdot 1{,}8/0{,}13 = 7{,}74 \text{ кг/ч}$$

и

$$G_1 / A_1 = 7{,}74/1{,}8 = 4{,}3 \text{ кг/(м}^2\text{·ч)}.$$

Последняя величина - удельный расход инфильтрующегося воздуха не превышает допускаемой СНиП [2] воздухопроницаемости окон (10 кг/(м^2·ч)). В противном случае следовало бы заменить окно на конструкцию с более высоким сопротивлением воздухопроницанию.

Рассчитываем расход теплоты на нагревание инфильтрующегося воздуха по формуле (2.7):

$$Q_и = 0{,}28 \cdot 7{,}74 \cdot 1(18 - (-26)) = 95 \text{ Вт}.$$

Так как $Q_{вент} > Q_{и}$, в качестве расчетных принимаем значение $Q_{ВеНг}$ как для помещений первого, так и второго этажа. Результат заносим в табл. 2.1 (колонка 14) примера 2.1.

В лестничной клетке инфильтрация осуществляется через не плотности наружной двери ($К_{и2}$=0,14 м^2·ч·Па$^{1/2}$/кг) и окно ($R_{Н\,i}$ =0,13 м$_2$·ч·Па$^{2/3}$/кг, раздельный переплет). При высоте от поверхности земли до верха окна 4,1 м, до верха наружной двери 2,2 м и условном давлении в лестничной клетке p_0=11,72 Па расчетная разность давления в зоне наружной двери равна Δp_1=7,63 Па, в зоне окна - Δp_2=4,08 Па.

$$\sum G = 7{,}63^{1/2} \cdot 1{,}98/0{,}14 + 0{,}21 \cdot 4{,}08^{2/3} \cdot 1{,}8/0{,}13 = 46{,}5 \text{ кг/ч}.$$

Расход инфильтрующегося воздуха через не плотности закрытой наружной двери и окна составит:

$$Q_к = 0{,}28 \cdot 46{,}5 \cdot 1(12 + (-26))0{,}8 = 396 \text{ Вт}.$$

Полученный результат меньше величины дополнительных теплопотерь на врывание холодного воздуха при открывании наружной двери Q = 2,48-310 = 769 Вт (см. табл. 2.1 примера 2.1). Поэтому в качестве расчетных принимаем теплопотери лестничной клеткой в период времени с открытой наружной дверью.

§ 2.4. Учет прочих источников поступления и затрат теплоты

Кроме теплопотерь через ограждения и затрат теплоты на нагревание инфильтрующегося воздуха, в отапливаемых помещениях могут быть и другие источники поступлений и потерь теплоты. В производственных зданиях это могут быть тепловыделения от технологического оборудования, нагретых материалов и изделий, освещения, солнечной радиации, людей и затраты теплоты на испарение воды в мокрых цехах, на нагревание материалов, транспортных средств и пр., которые холодными поступают в помещение с улицы. Все перечисленные возможные составляющие теплового баланса рассматриваются при решении задачи ассимиляции избыточной теплоты или компенсации недостатка в теплоте, которую в производственном помещении чаще всего решает система вентиляции, совмещенная с отоплением. Поэтому их расчет рассматривается в курсах "Теоретические основы создания микроклимата в помещении" и "Вентиляция".

В общественных и административно-бытовых зданиях зимой, когда работает система центрального отопления, также возможны как теплопоступления от людей, солнечной радиации, освещения и работающего электрооборудования, так и дополнительные затраты теплоты на нагревание материалов, одежды и пр. Эти составляющие теплового баланса обычно учитываются при проектировании систем вентиляции и кондиционирования воздуха, без которых в настоящее время не обходится практически ни одно подобное здание. Если в помещении не предусмотрены другие, помимо отопительной, системы кондиционирования микроклимата, то указанные дополнительные источники должны быть учтены при определении расчетной мощности системы отопления.

При проектировании системы отопления жилого здания согласно СНиП учет дополнительных (бытовых) теплопоступлений в комнатах и кухне нормируется величиной не менее $Q_{быт}$ = 10 Вт на 1 м^2 площади квартиры, которая вычитается из расчетных теплопотерь этих помещений.

Если в здании предусмотрена система дежурного отопления, функционирующая в нерабочее время, ее расчетная мощность учитывает только теплопотери через ограждения и на

нагревание инфильтрующегося воздуха. Температура внутреннего воздуха при этом принимается, как правило, ниже расчетной (от 5 до 15 °С в зависимости от назначения помещения).

§ 2.5. 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 устанавливают 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 не отапливаемых 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

$$Q_{от} = k(\sum \Delta Q)\beta_1\beta_2, \qquad (2.9)$$

где ΔQ - расчетный дефицит теплоты в помещении, Вт, определяемый по формуле (2.1) (Z - 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 не отапливаемых помещениях (при прокладке обеих магистралей в техподполье или подвале k=l,03; при прокладке одной из магистралей на чердаке k=l,l); β_1 - коэффициент учета дополнительного теплового потока отопительных приборов за счет округления их площади сверх расчетной величины; β_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. $k\beta_1\beta_2$=l,07.

Пример 2.3. Определим расчетную тепловую мощность для отопления помещений общежития, изображенных на рис. 2.2. Конструкцию и способ установки отопительных приборов принимаем соответствующими коэффициентам β_1=1,04 и β_2=l,03(k=l,0).

Расчетная тепловая мощность определяется величиной теплопотерь помещений в целом (см. табл. 2.1) за вычетом бытовых теплопоступлений $Q_{быт}$ (см.§2.4).

Расчет тепловой мощности проведен по формуле (2.9) и сведен в табл. 2.2.

Таблица 2.2. Расчет тепловой мощности для отопления помещений (к примеру 2.3)

Номер помещения	Наименование помещения	Теплопотери помещения, Вт	Бытовые тепловыделения, Вт	Расчетная тепловая мощность, Вт
101	Жилая комната	2939	208	2925
102	То же	1495	178	1411
201	То же	2987	208	2977
202	То же	1679	178	1608
А	Лестничная клетка	1996	0	2138

§ 2.6. Удельная тепловая характеристика здания и расчет теплопотребности на отопление по укрупненным показателям

Для теплотехнической оценки объемно-планировочных и конструктивных решений, а также для ориентировочного расчета теплопотерь здания пользуются показателем - удельная тепловая характеристика здания q, Вт/(м^3·°С), которая при известных теплопотерях здания равна

$$q = Q_{зд} / (V(t_п - t_н)), \qquad (2.10)$$

где $Q_{зд}$ - расчетные теплопотери через наружные ограждения всеми помещениями здания, Вт; V - объем отапливаемого здания по внешнему обмеру, $м^3$; $(t_п - t_Н)$ - расчетная разность температуры для основных (наиболее представительных) помещений здания, °С.

Величина q определяет средние теплопотери 1 $м^3$ здания, отнесенные к разности температуры 1 °С. Ее можно определить заранее

$$q = q_0\beta_t, \qquad (2.11)$$

где q_0 - эталонная удельная тепловая характеристика, соответствующая разности температуры $\Delta t_0 = 18 - (-30) = 48$ °С, Вт/($м^3$·°С); β_t - температурный коэффициент, учитывающий отклонение фактической разности температуры от Δt_0.

Эталонная удельная тепловая характеристика может быть определена с учетом нормативных требований

$$q_0 = (1 / R_0V)(A_c\eta_{ок} + A_п(\eta_{пт} + \eta_{пл})), \qquad (2.12)$$

где R_0 - сопротивление теплопередаче наружной стены, $м^2$·°С/Вт; $\eta_{ок}$ - коэффициент, учитывающий увеличение теплопотерь через окна по сравнению с наружными стенами; $м^2$·°С/Вт; $\eta_{ок}$ - коэффициенты, учитывающие уменьшение по сравнению с наружными стенами теплопотерь через, соответственно, потолок и пол; A_c, $A_п$ - площадь, соответственно, наружных стен и здания в плане, $м^3$.

Преобразуем эту формулу, пользуясь принятыми нормативными данными и обозначениями и приняв за основу характеристики для жилых зданий,

$$q_0 = 1{,}16((1 + 2d)A_c + A_п) / V, \qquad (2.13)$$

где d - доля площади наружных стен, занятая окнами.

Температурный коэффициент β_t равен

$$\beta_t = 0{,}54 + 22 / (t_п - t_н). \qquad (2.14)$$

Формула (2.14) соответствует значениям коэффициента β_t, которые обычно приводятся в справочной литературе.

Характеристикой q удобно пользоваться для теплотехнической оценки возможных конструктивно-планировочных решений здания. Ее величину обычно приводят в перечне основных характеристик проекта его отопления. На рис. 2.3 показана зависимость q_0 от различных характеристик здания. Реперная точка на графике, через которую проходят все кривые, соответствует значению q_0=0,415 Вт/($м^3$·°С) для здания со следующими характеристиками: V=20·103 $м^3$, ширина b=11 м, длина l=30 м, R_0=0,86 $м^2$·°С/Вт, d=0,25. Каждая кривая соответствует изменению одной из характеристик (дополнительные шкалы по оси абсцисс) при прочих равных условиях. Из графика видно, что наибольшее влияние на q_0 оказывает изменение степени остекленности d и ширины b здания.

Значение удельной тепловой характеристики используют для приблизительного подсчета теплопотерь здания

$$Q_{зд} = q_0 \beta_t V(t_п - t_н). \qquad (2.15)$$

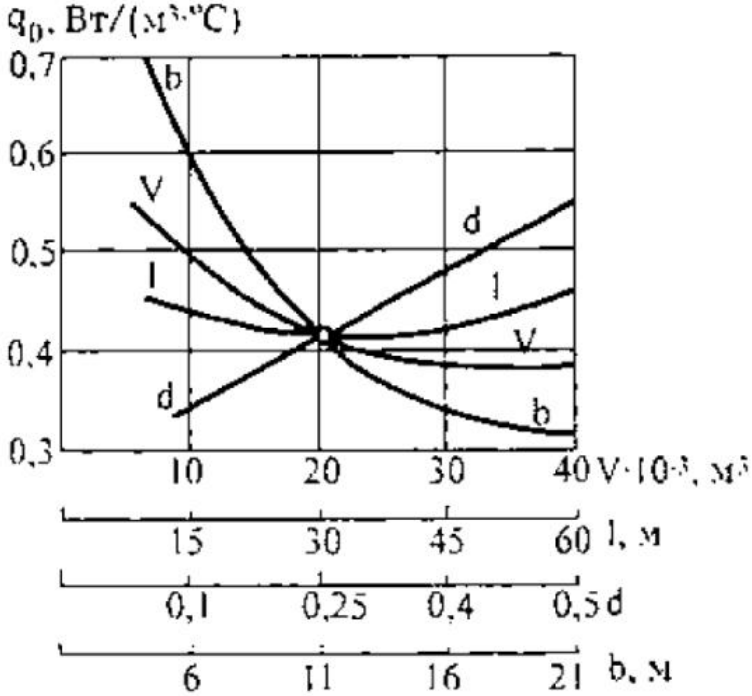

Рис. 2.3. Зависимость удельной тепловой характеристики здания от его конструктивно-планировочного решения

Применение q_0 для определения отопительной нагрузки приводит к значительным погрешностям в расчете. Объясняется это тем, что в q_0 учитываются только теплопотери через ограждения, между тем как отопительная нагрузка имеет более сложную структуру, описанную выше.

Для определения расчетной отопительной нагрузки $Q_{от}$ вместо удельной тепловой характеристики необходимо использовать более полный показатель

$$q_{от} = \beta(q_{огр} + q_и - q_{техн}), \qquad (2.16)$$

где β - коэффициент, учитывающий неизбежные потери теплоты арматурой, трубами и т.д. в системе отопления; $q_{огр}$ - удельная тепловая характеристика, учитывающая теплопотери через наружные ограждения с учетом добавок; $q_Н$ - то же, учитывающая теплопотери на нагревание инфильтрующегося наружного воздуха; $q_{ТЕХН}$ -то же, учитывающая технологические или бытовые теплопоступления.

Расчет тепловых нагрузок на системы отопления по укрупненным показателям используют только для ориентировочных подсчетов и при определении потребности в теплоте района, города, т.е. при проектировании централизованного теплоснабжения.

Если принять, как это, например, имеет место для жилых зданий, что теплопотери на нагревание инфильтрующегося наружного воздуха приблизительно компенсируются тепловыми и технологическими теплопоступлениями, а также исходить из предельно допустимых дополнительных потерь в системе отопления, то установочная тепловая мощность системы по укрупненным показателям может быть принята равной

$$Q_{от} = 1{,}07qV(t_п - t_н), \qquad (2.17)$$

если согласно СНиП [1] дополнительные теплопотери принять равными 7 %. Формула (2.17) приближенная, и ее надо рассматривать как первое приближение при укрупненных расчетах.

§ 2.7. Годовые затраты теплоты на отопление зданий

При проектировании систем отопления необходимо представлять режим их работы и регулирования не только в расчетных условиях, но и в течение отопительного сезона при изменении внешних климатических воздействий и составляющих теплового баланса помещения. Годовой ход изменения и суммарные затраты теплоты на отопление зданий необходимо знать, например, для грамотного прогнозирования потребности в топливе для целей теплоснабжения.

Изменения климатических параметров в течение года обычно характеризуют изменениями их среднемесячных значений, полученных по данным многолетних наблюдений. Кривые годовых изменений имеют плавный характер и приближаются по своему очертанию к правильным гармоническим. Годовой ход изменения температуры наружного воздуха следует за годовым ходом интенсивности солнечной радиации с некоторым запаздыванием, что связано с нестационарным характером теплообмена в приземном слое. Годовой минимум температуры наружного воздуха обычно падает на январь. Изменения в течение года влажности воздуха, а для большинства районов России и скорости ветра, связаны с температурой.

Гармонический характер изменения параметров климата позволяет определить их функцией времени года в виде тригонометрического ряда. Изменение любого параметра климата y (температуры $t_н$ интенсивности солнечной радиации I, энтальпии $i_н$) можно считать равным

$$y = y_г + A_y \cos(2\pi z / 365), \qquad (2.18)$$

где $y_г$ - среднегодовое значение параметра; A_y - амплитуда изменения параметра; z- период времени от момента максимума, сут.

Значения величин, входящих в формулу (2.18), для различных климатических параметров и географических районов могут быть получены по данным метеорологических наблюдений, приведенным, в частности, в СНиП [3]. Параметры климата для Москвы, как пример, приведены в табл. 2.3.

Таблица 2.3. Параметры климата Москвы

Параметры климата	Температура воздуха, $t_н$, °С	Энтальпия $i_н$, Дж/кг	Интенсивность солнечной радиации I, Вт/м², при ориентации поверхности			
			горизонтальной	Ю	С	З, В
Среднегодовое значение $y_г$	4,1	1675	117	93	50	105
Амплитуда A_y	14,15	2620	110	63	48	83
Месяц максимума	VII	VII	VI	VI	VI	VI
Месяц минимума	I	I	XII	I	I	I

В таблице приведены средние по многолетним наблюдениям данные, соответствующие коэффициенту обеспеченности $К_{об}$=0,5. В отдельные годы отклонение от средних значений может быть значительными. В Москве были годы, когда $i_{н.г}$ отличалась от средней на 8 °С и более.

Тепловой баланс помещения изменяется также в течение года. Изменения в годовом ходе происходят медленно. Поэтому тепловой баланс помещения в каждый момент времени года может рассматриваться как стационарный. Тепловое состояние помещения в годовом ходе, принимая гармонический характер изменчивости влияющих на него факторов, также можно представить в виде $Q_п$

$$Q_п = Q_{п.г} + A_Q \cos(2\pi z / 365), \qquad (2.19)$$

где $Q_{п.г}$ - среднее за год значение теплового баланса помещения; $A_п$ - амплитуда его изменения.

Расход теплоты на отопление в любой момент отопительного сезона определяется величиной $Q_п$. Потребность в отоплении появляется в момент времени, когда тепловой баланс помещения становится отрицательным, т.е.

$$Q_п \le 0. \qquad (2.20)$$

Решение уравнения (2.19) при условии (2.20) позволяет определить продолжительность отопительного сезона $z_{0\,с}$, сут, как обратную тригонометрическую функцию

$$z_{о.с} = (365 / 2\pi)\arccos(Q_{п.г} / A_Q). \qquad (2.21)$$

Годовой расход теплоты на отопление $Q_{от.г}$, следовательно, можно представить в виде интеграла

$$Q_{от.г} = \int_{\Delta z_{о.с}} Q_п dz, \qquad (2.22)$$

который приближенно может быть записан

$$Q_{от.г} = 1{,}163 z_с z_н A_Q (116 - (Q_{п.г} / A_Q)(91{,}2 + 0{,}5 z_{о.с})), \qquad (2.23)$$

где $z_с$ - число часов работы системы отопления в сутки; $Z_н$ - число дней работы в неделю.

Годовой расход теплоты на отопление может быть рассчитан с учетом заданного $К_{об}$. Для этого в формулу (2.23) необходимо подставить соответствующие значения характеристик климата. Учет обеспеченности при определении годовых расходов теплоты имеет важное практическое значение, так как позволяет правильно планировать распределение тепловых нагрузок между различными категориями потребителей, что способствует экономии тепловой энергии и повышению надежности работы систем отопления.

В СНиП [3], исходя из предположения о незначительном различии теплового баланса зданий основных потребителей, продолжительность $z_{о.с}$ и средняя температура отопительного сезона $t_{о.с}$ определяются для всех зданий числом дней в году с устойчивой среднесуточной температурой наружного воздуха 8 °С и ниже (по средним многолетним данным наблюдений). Считают, что только трансмиссионные теплопотери определяют мощность системы отопления, поэтому

$$Q_{от.г} = q_{от}((t_п - t_{о.с}) / (t_п - t_н)) z_{о.с} V_{зд}, \qquad (2.24)$$

где $q_{от}$ - расчетная удельная тепловая мощность системы, определяемая по формуле (2.16).

КОНТРОЛЬНЫЕ ЗАДАНИЯ И УПРАЖНЕНИЯ

1. Как определяется дефицит теплоты в тепловом балансе помещения, указывающий на необходимость отопления помещения?
2. Почему расчетные теплопотери помещения в период резкого похолодания не равны сумме наибольших теплопотерь через отдельные ограждения?
3. Почему при инфильтрации через наружное ограждение воздух поступает в помещение несколько подогретым?
4. Почему и на сколько могут отличаться расчетные теплопотери здания от установочной мощности системы отопления?
5. Какой физический смысл и как определяется продолжительность и средняя температура отопительного сезона для здания с внутренними тепловыделениями?
6. Как определяется годовая потребность в тепловой энергии на отопление здания?

РАЗДЕЛ 2. ЭЛЕМЕНТЫ СИСТЕМ ОТОПЛЕНИЯ

ГЛАВА 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).

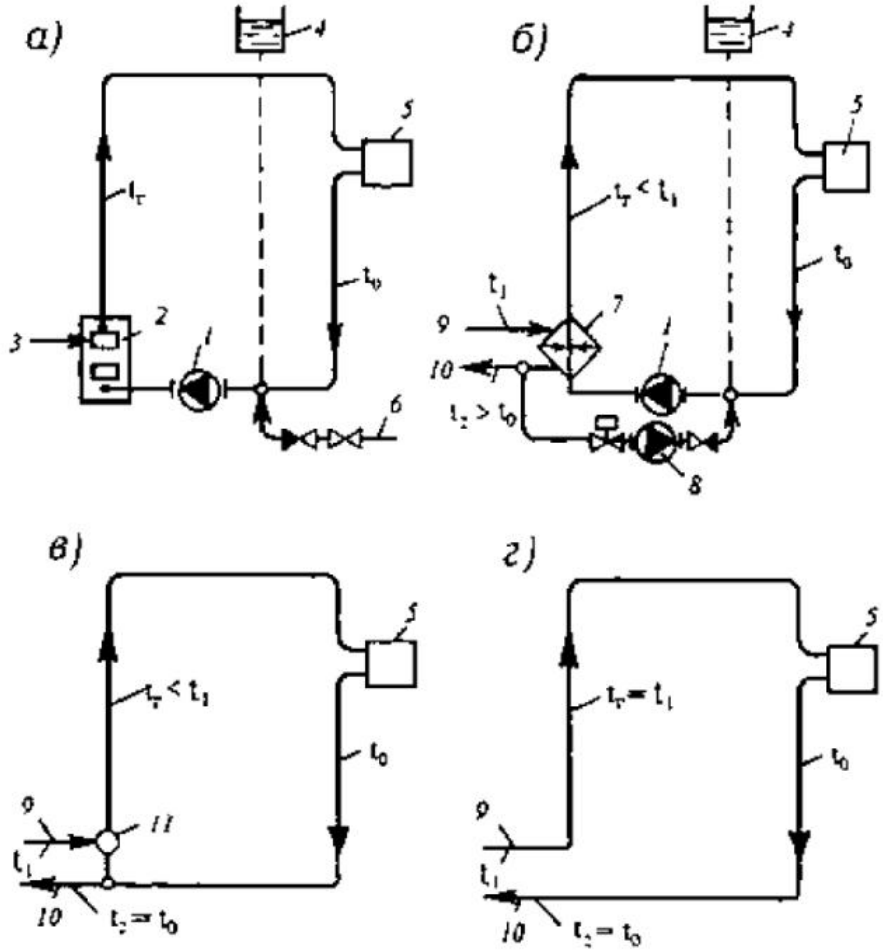

Рис. 3.1. Схемы системы насосного водяного отопления: *а* - при местном теплоснабжении; *б* - с присоединением к наружным теплопроводам централизованного теплоснабжения по независимой схеме; *в* - то же по зависимой схеме со смешением воды; *г* - то же по зависимой прямоточной схеме; *1* - циркуляционный насос; *2* - теплогенератор (водогрейный котел); *3* -подача топлива; *4* - расширительный бак; *5* - отопительные приборы; *6* - водопровод; *7* - теплообменник; *8* - подпиточный насос; *9,10* - наружные, соответственно, подающий и обратный теплопроводы; *11* - смесительная установка

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 теплопроводам.

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 теплопровода (показано на рисунке). Возможна, однако, подача воды и из подающего теплопровода, 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 ($t_г<t_1$). 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 °С, то для сокращения площади нагревательной поверхности теплообменников температура t_2 должна быть не ниже 75 °С.

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 теплопроводе.

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 [$t_г<t_1$] 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 теплопро-

водов 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 ($t_г=t_1$) 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 (0), обеспечиваются также системы вентиляции (В) и горячего водоснабжения (ГВ) здания.

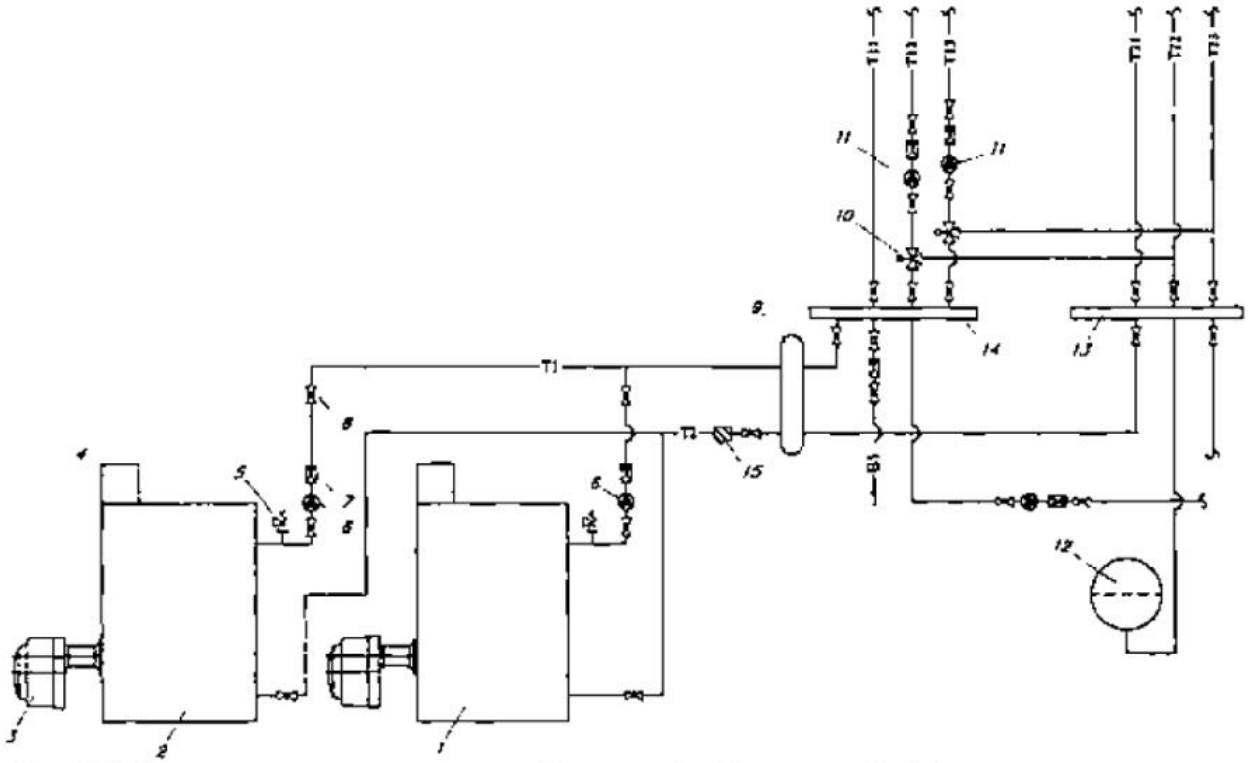

Рис. 3.2. Схема теплопроводов местной водогрейной котельной: *1,2* - соответственно, ведущий и ведомый теплогенераторы; 3 - газовая или дизельная горелка с турбо-натдувом; *4* - блок автоматики; *5* - предохранительный клапан; *6* - циркуляционный насос контура котельной; *7* - обратный клапан; *8* - запорная арматура; *9* - гидравлический разделитель; *10* - трехходовой смесительный клапан; *11* - циркуляционный насос тепло потребляющей системы; *12* - закрытый расширительный бак; *13,14* - соответственно, сборный и распределительный коллекторы; *15* - сетчатый водяной фильтр; Tl, Т2 - соответственно, подающая и обратная магистрали контура котельной; Т11, Т12, Т13 - подающие магистрали теплопотребляющих систем; Т21, Т22, Т23 - обратные магистрали теплопотребляющих систем; В1 - линия подпитки из холодного водопровода

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 (ДТП) 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.

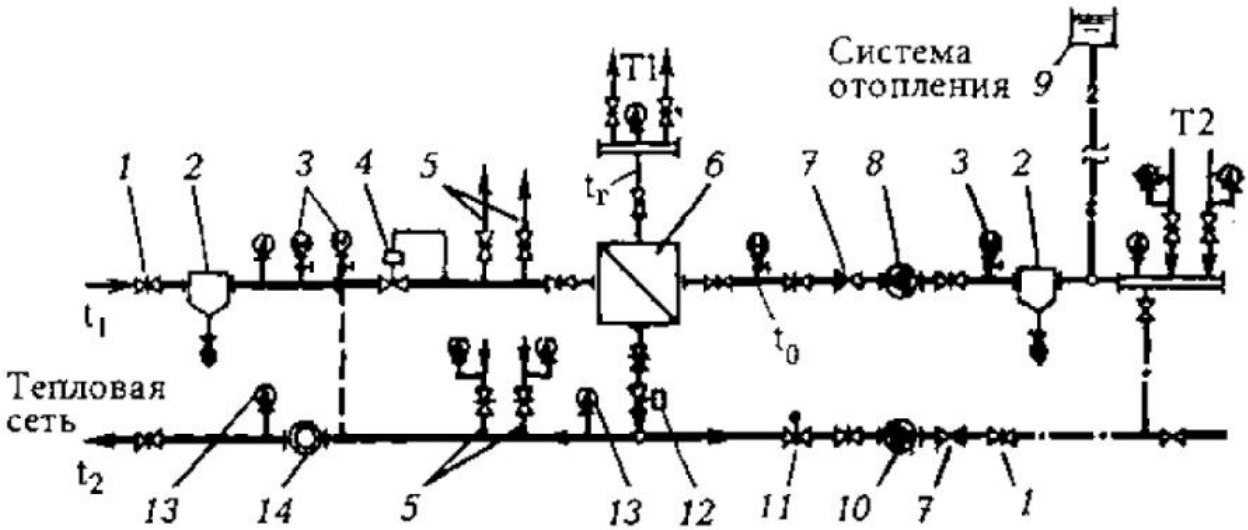

Рис. 3.3. Схема местного теплового пункта при независимом присоединении системы водяного отопления к наружным теплопроводам: *1* - задвижка; *2* - грязевик; *3* - манометр; *4* - регулятор давления; *5* - ответвления к системам вентиляции и горячего водоснабжения; *6* - водоводяной теплообменник; *7* - обратный клапан; *8* - циркуляционный насос; *9* - расширительный бак; *10* - подпиточный насос; *11* - клапан с электроприводом; *12* - регулирующий клапан; *13* - термометр; *14* - тепломер

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 $t_г$, 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 $t_г$, служит теплообменник. В настоящее время применяют так называемые скоростные теплообменники различных типов. **Кожухотрубный водоводяной 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 16х1 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 $A_{т.о}$, $м^2$, можно найти, задаваясь коэффициентом теплопередачи $k_{т.о}$ в пределах от 1500 до 2000 $Вт/(м^2 \cdot °С)$, по формуле

$$A_{т.о} = Q_с / (k_{т.о} \Delta t_{ср}), \qquad (3.1)$$

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

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

$$N = A_{т.о} / a_1 \qquad (3.2)$$

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

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

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

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

$G_с$ - расход воды в системе отопления по формуле (3.7), кг/с; $\rho_{ср}$ - средняя плотность нагреваемой воды, $кг/м^3$; $a_{м.тр}$ - площадь межтрубного пространства секции теплообменника, $м^2$ (приводится в справочной литературе).

Пример расчета теплообменника дан в § 8.4.

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.

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 ото-

пления. 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 теплозатрат 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 теплозатрат в системе отопления.

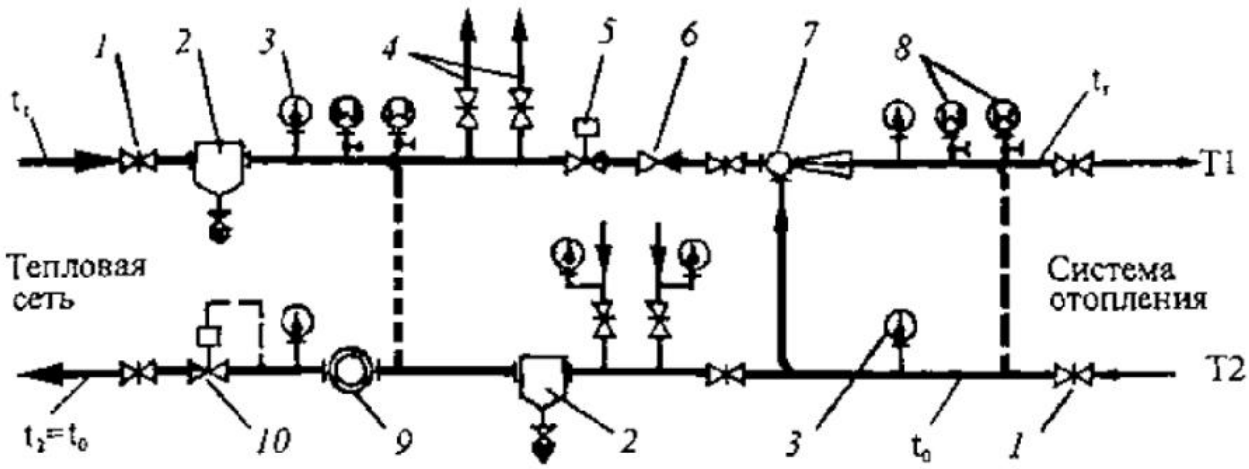

Рис. 3.4. Схема местного теплового пункта при зависимом присоединении системы водяного отопления к наружным теплопроводам со смешением воды с помощью водоструйного элеватора: *1* - задвижка; *2* - грязевик; *3* - термометр; *4* - ответвления к системам вентиляции и горячего водоснабжения; *5* - регулятор расхода; *6* - обратный клапан; *7* - водоструйный элеватор; *8* - манометр; *9* - тепломер; *10* - регулятор давления

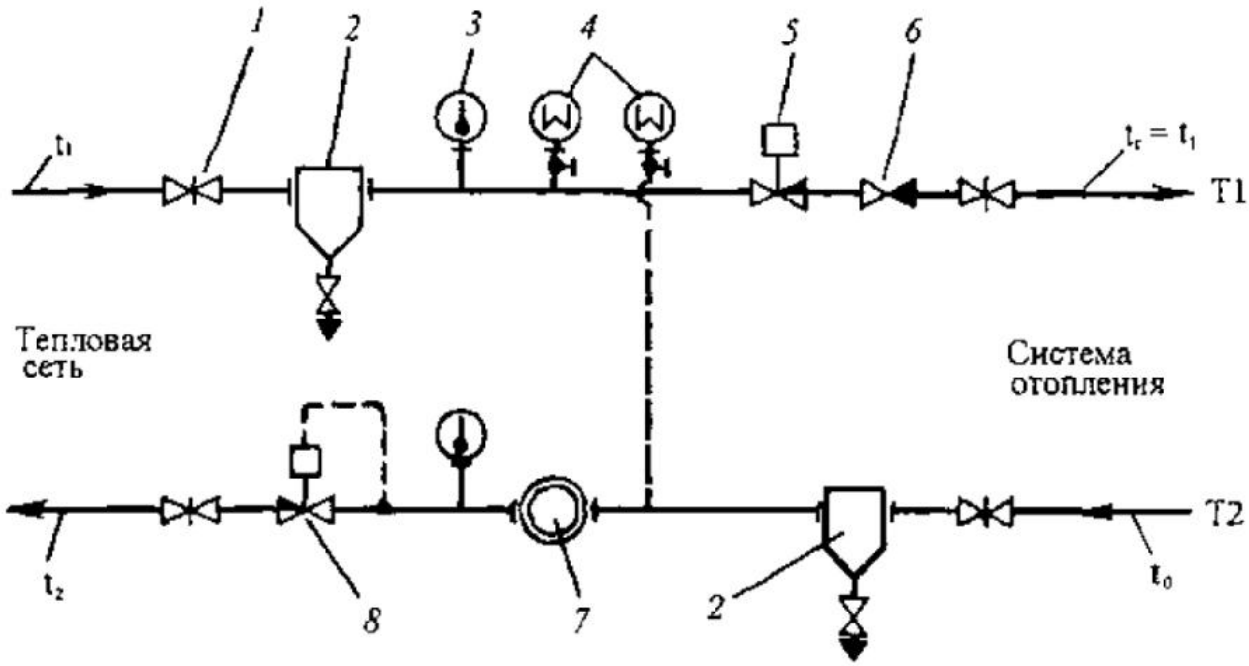

Рис. 3.5. Схема местного теплового пункта при зависимом прямоточном присоединении системы водяного отопления к наружным теплопроводам: *1* - задвижка; *2* - грязевик; *3* - термометр; *4* - манометр; *5* - регулятор расхода; *6* - обратный клапан; *7* - тепломер; *8* - регулятор давления

§ 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 *1*... 14 кВт, КПД около 80 %) используют для отопления помещений зданий площадью 50…100 м^2. 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.

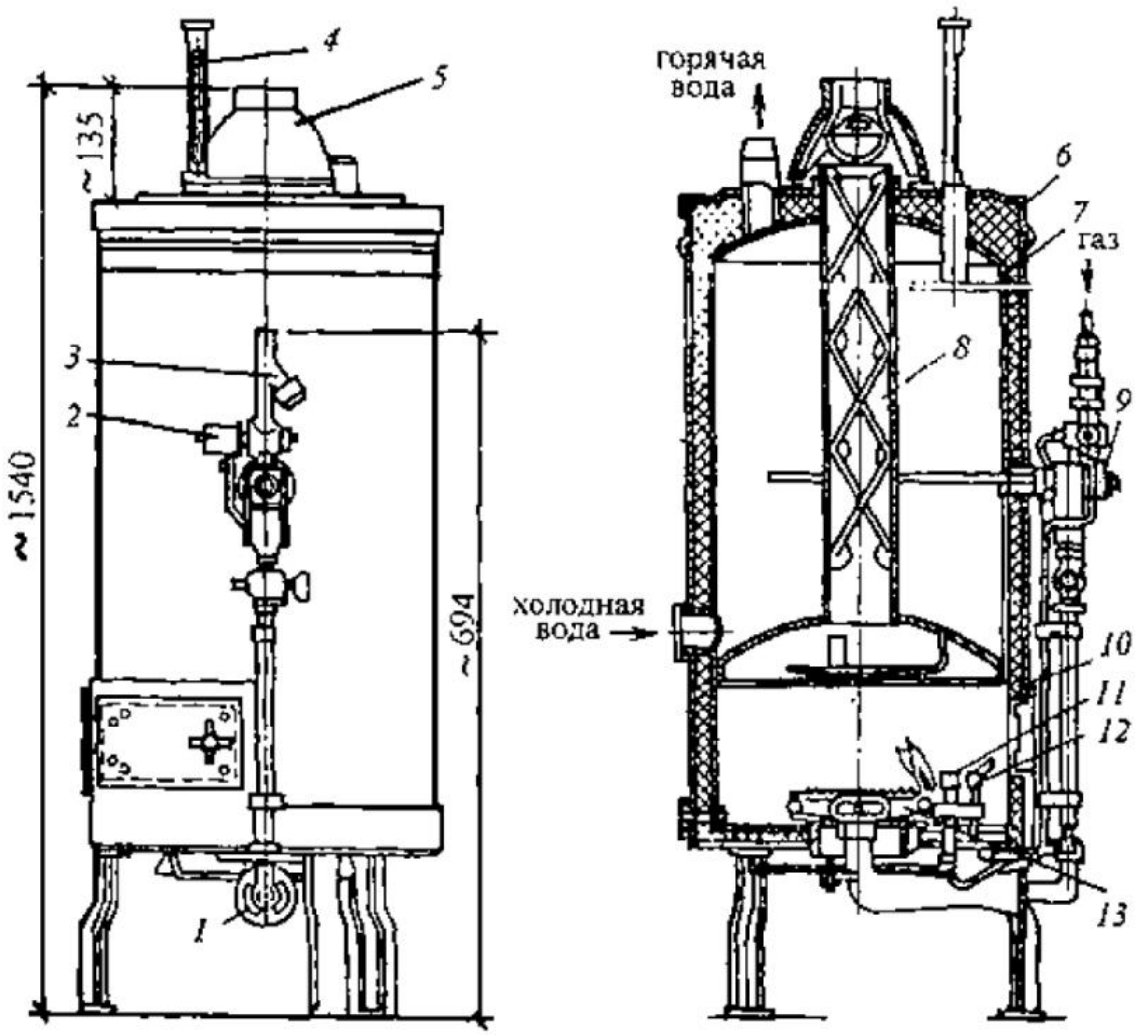

Рис. 3.6. Газовый емкостной водонагреватель типа АГВ: *1* - регулятор первичного воздуха основной горелки; *2* - электромагнитный клапан; *3* - газовый фильтр; *4* -блок автоматики безопасности; *5* - тягопрерыватель; *6* - кожух; *7* - резервуар; *8* - жаровая труба; *9* - терморегулятор; *10* - тепловая изоляция; *11* - запальная горелка; *12* - термопара; *13* - основная горелка

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 газо-воздушную 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^2), 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.

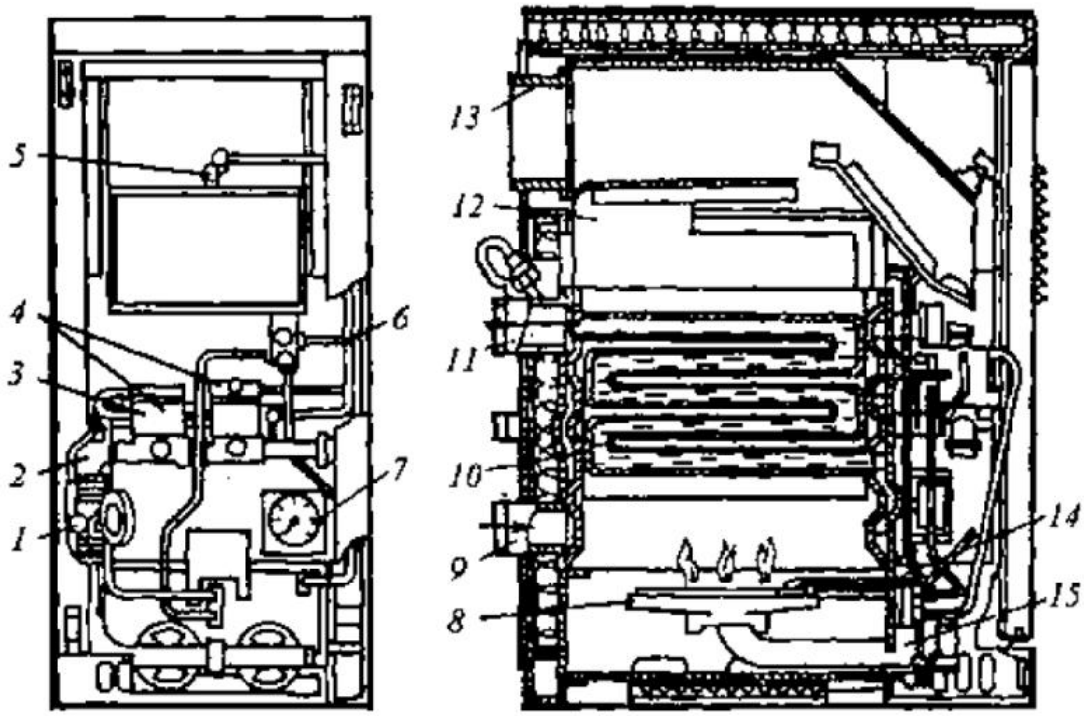

Рис. 3.7. Газовый отопительный аппарат с водяным контуром типа АОГВ: *1* - газовый кран; *2* - газопровод; *3* - блок автоматики регулирования; *4* - блок автоматики безопасности; *5* - датчик тяги; б - датчик температуры воды; *7* - термометр; *8* - основная горелка; *9* - патрубок входа; *10* - змеевик теплообменника; *11* - выход горячей воды; *12* - короб дымоотвода; *13* - патрубок дымоотвода; *14* - запальная горелка; *15* -регулятор первичного воздуха основной горелки

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 теп-

лоснабжения. 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, рис. 3.8, *а),* либо выносной горелкой (принудительное создание газовоздушной смеси, рис. 3.8, *б).* 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.

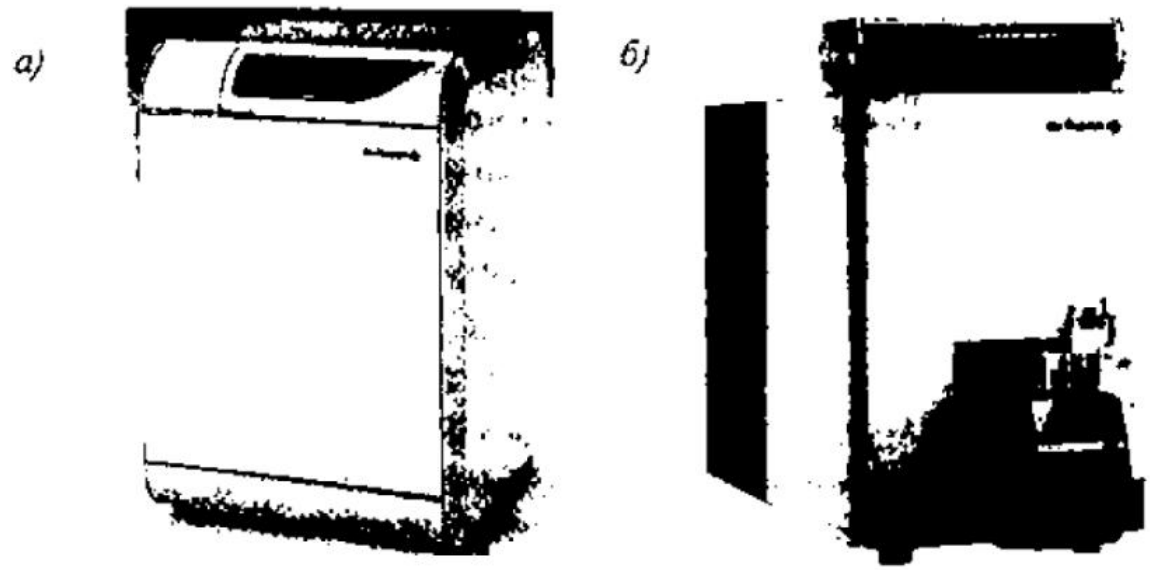

Рис. 3.8. Напольный водогрейный котел: *а* - с газовой атмосферной горелкой; *б* - с выносной газовой или дизельной горелкой с принудительным наддувом

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 (рис. 3.9), 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.



Рис. 3.9. Настенный двухконтурный газовый водогрейный котел

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 (см. рис. 3.8, *б*), 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^2).

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 теплопотребности 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 теплоподачи 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 теплоподачи 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 на-

ружных 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 $L_н$, $м^3/ч$. В технике отопления объемную подачу насосом горячей воды заменяют массовым **расходом** $G_н$, кг/ч, не зависящим от температуры воды:

$$G_н = \rho L_н, \qquad (3.5)$$

где ρ - средняя плотность воды в системе отопления, $кг/м^3$.

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

$$G_н = G_c. \qquad (3.6)$$

Общий расход воды G_c, кг/с, составляет

$$G_c = Q_c / (c(t_г - t_о)), \qquad (3.7)$$

где Q_c - тепловая мощность системы отопления, Вт; с - удельная массовая теплоемкость воды, Дж/(кг°С); $t_г$ и $t_о$ - расчетная температура, соответственно, подающей и обратной воды в системе отопления, °С.

На практике пользуются расходом воды, перемещаемым в течение 1 ч. И общий расход воды в системе отопления G_c, кг/ч, определяют по преобразованной формуле (3.7) при с = 4187 Дж/(кг°С)

$$G_c = 0{,}86Q_c / (t_г - t_о). \qquad (3.7, а)$$

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 $\Delta p_н$ и выражают в ньютонах на квадратный метр ($Н/м^2$) или, что одно и то же, в паскалях (Па). В отличие от циркуляционного давления напор насоса обозначают буквой Н 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), рав-

няется разности полного гидравлического давления при выходе воды из нагнетательного патрубка и при входе во всасывающий патрубок насоса

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

где $p_{наг}$ и $p_{вс}$ - гидростатическое давление в потоке воды, Па; $w_{наг}$ и w_{bc} - скорость потока воды, м/с; ($h_{наг}$ - $h_{ВС}$) - 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

$$\Delta p_н = p_{наг} - p_{вс}, \quad (3.8, а)$$

пренебрегая различием в wHar и wbc, Ннаг и hBC.

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

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

$$\Delta p_н = \Delta p_с - \Delta p_е. \quad (3.9)$$

В этом первом случае определения значения $\Delta p_н$ по формуле (3.9) потери давления при циркуляции воды в системе отопления $\Delta p_с$ 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 $\Delta p_н$ по формуле (3.9).

Во втором случае значение $\Delta p_н$ можно получить, заранее выбрав типоразмер насоса. Тогда, добавив к нему естественное циркуляционное давление $\Delta p_е$, 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 $\Delta p_н$ 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 $\Delta p_н$ определяется по формуле (3.20).

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

$$\Delta p_н = 100\Sigma l, \qquad (3.10)$$

в котором принимается средняя потеря давления 100 Па на 1 м длины основного циркуляционного кольца системы отопления (длина кольца Z1, м).

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 смешения (§ 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. 3.10). Вал двигателя с рабочим колесом насоса, а также ротор двигателя вращаются в подшипниках с водяной смазкой.

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 $G_н$ и соответственно циркуляционным давлением $\Delta p_н$, КПД $\eta_н$ и мощностью насоса $N_н$ (рис. 3.11).

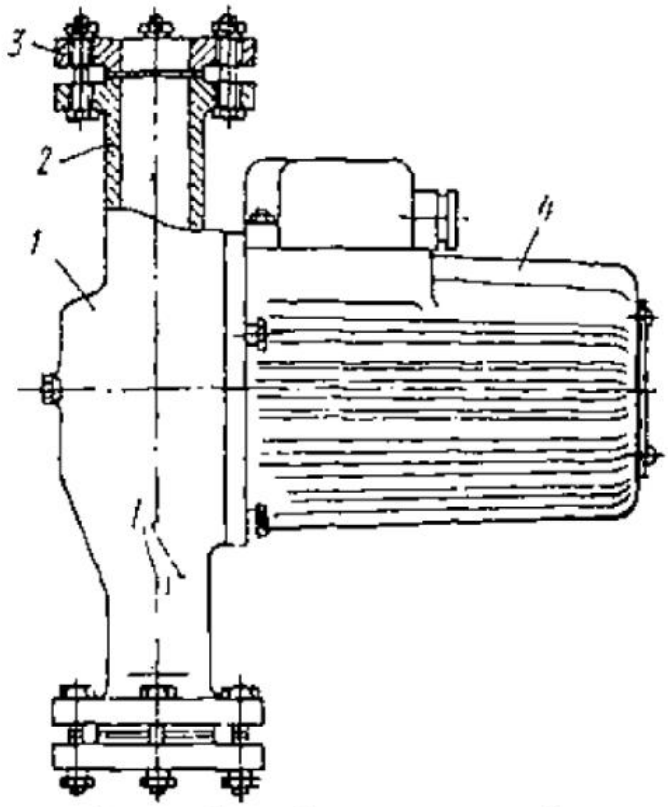

Рис. 3.10. Бесфундаментный центробежный циркуляционный насос для системы водяного отопления: *1* - корпус; *2* - нагнетательный патрубок; *3* - контрфланец для присоединения насоса к трубе; *4* - электродвигатель

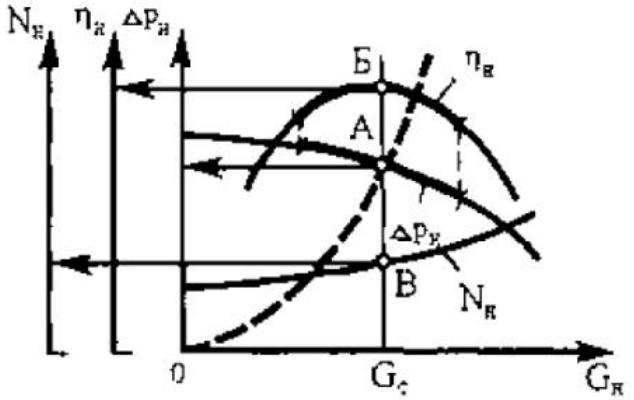

Рис. 3.11. Характеристики циркуляционного насоса (сплошные линии) и характеристика системы отопления (пунктирная линия)

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 $\Delta p_н$, 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 $G_н=G_c$ (см. формулу (3.6)) создает в рабочей точке А опре-

деленное циркуляционное давление $\Delta p_н$, действует с максимальным КПД $\eta_н$ (точка Б) и обладает мощностью $N_н$ (точка В). На рисунке изображен идеальный случай, когда насос не только действует с максимальным КПД, но и создает циркуляционное давление $\Delta p_н=\Delta p_c$ (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. 3.12 показан случай применения в системе отопления насоса, создающего давление $\Delta p_н>\Delta p_c$. Характеристика системы, проведенная через точку Б с известными координатами G_c и Δp_c (пунктирная линия 2), пересекает характеристику насоса 1 в рабочей точке В. В этих условиях насос будет перемещать воду с расходом $G_н=G_c'$ ($>G_c$), развивать давление $\Delta p_н=\Delta p_c'$ ($>\Delta p_c$) и увеличивать расход электроэнергии.

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 ($G_н=G_c$), 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 (рис. 3.13, *а)* и общепромышленных (рис. 3.13, *б)* насосов. Во втором случае на рисунке показано 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.

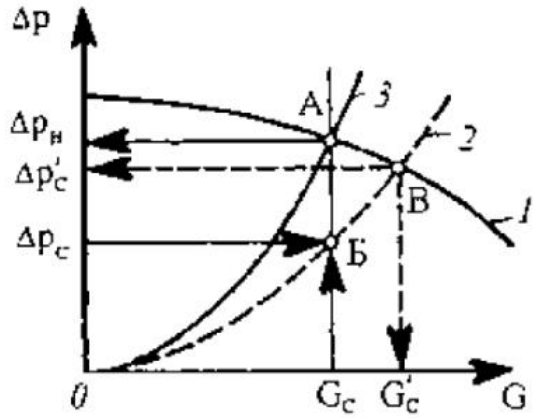

Рис. 3.12. Принцип выбора циркуляционного насоса общепромышленного типа: *1* - характеристика насоса; *2* и *3* - характеристика системы отопления, соответственно, до и после регулирования

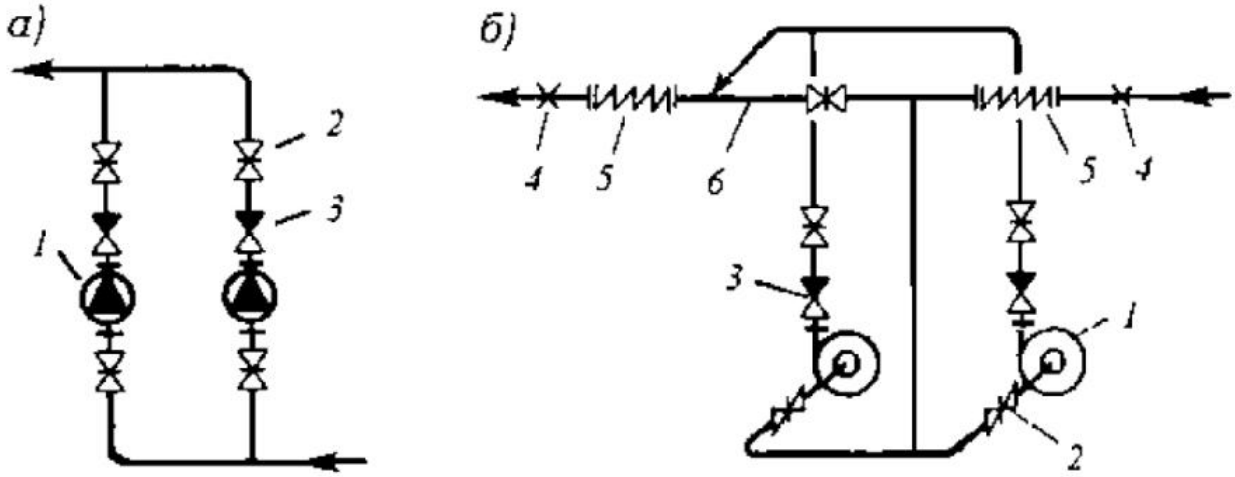

Рис. 3.13. Схемы присоединения труб к циркуляционным насосам: *а* - с бесфундаментными насосами; *б* - с общепромышленными насосами; *1* - насос; *2* - задвижка; *3* - обратный клапан; *4* - неподвижная опора; *5* - виброизолирующая вставка; *6* - обводная труба с задвижкой (нормально закрыта)

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 $\eta_н$ и необходимого запаса мощности k по формуле

$$N_э = kL_н\Delta p_н / (3600\eta_н), \qquad (3.11)$$

где $L_н$ - подача насоса, $м^3/ч$; $\Delta p_н$ - давление насоса, Па ($Н/м^2$).

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 $t_г$. 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

$$G_1 = Q_c / (c(t_1 - t_o)), \qquad (3.12)$$

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_o направляется к точке смешения, второй в количестве g_o - в наружный обратный теплопровод. Соотношение масс двух смешиваемых потоков воды - охлажденной G_o и высокотемпературной g_1 называют **коэффициентом смешения**

$$u = G_o / G_1. \qquad (3.13)$$

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

$$u = G_o / G_1 = (G_c - G_1) / G_1 = (G_c / G_1) - 1 = ((t_1 - t_o) / (t_г - t_o)) - 1 =$$
$$= (t_1 - t_г) / (t_г - t_o). \qquad (3.14)$$

Например, при температуре воды t_1 = 150, $t_г$=95 и t_o=70 °С коэффициент смешения смесительной установки и = (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.3.14, *а*), в обратную (рис. 3.14, *б)* или подающую магистраль (рис. 3.14, *в)* системы отопления. На рисунке показаны регуляторы температуры и расхода воды для местного качественно-количественного регулирования системы отопления в течение отопительного сезона.

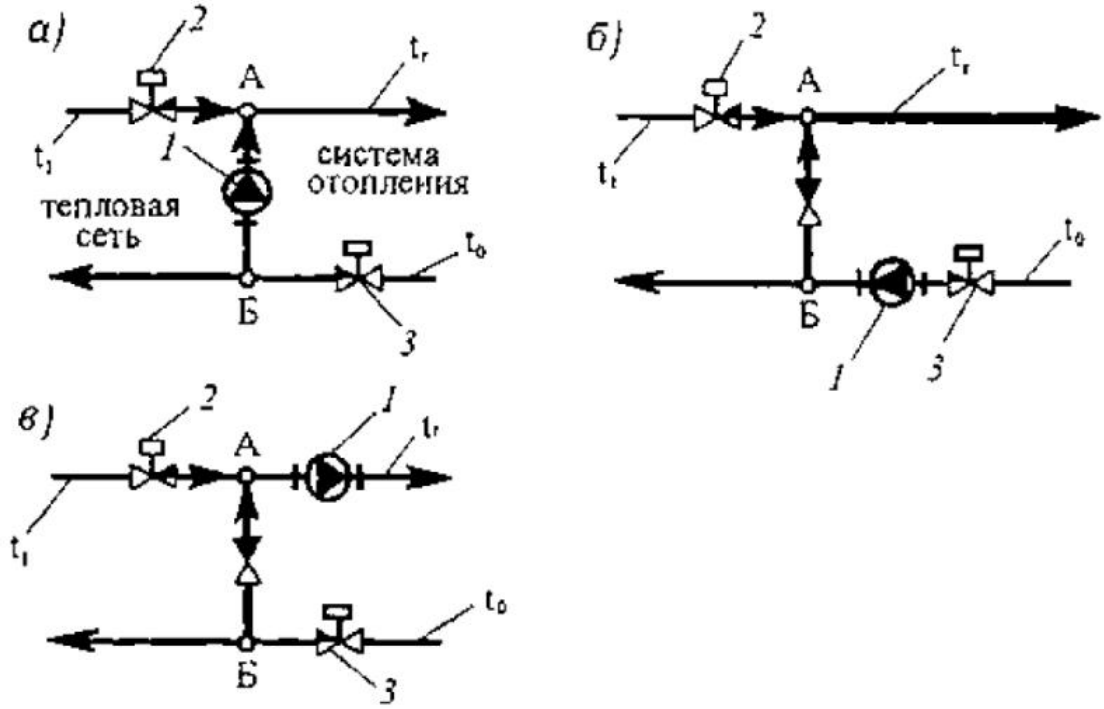

Рис. 3.14. Схемы смесительной установки с насосом: *а* - насос на перемычке между магистралями; *б* - насос на обратной магистрали; *в* - насос на подающей магистрали; *1* - насос; *2* - регулятор температуры; *3* - регулятор расхода воды в системе отопления

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_o<70 °С) и перемещает меньшее количество воды, чем насос на обратной или подающей магистрали (G_o<G_C),

$$G_н = G_o, \text{ где } G_o = G_c - G_1. \qquad (3.15)$$

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. Эпюра изменения давления в системе и в перемычке Б-А между магистралями в этом случае изображена на рис. 3.15, *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.

Смесительный насос включают непосредственно в магистрали 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. 3.14, *б, в)* перемещает всю воду, циркулирующую в системе ($G_н$=$G_с$ по выражению (3.6)), при температуре $t_о$ или $t_г$. 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. 3.14) 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. 3.15, *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 (§ 7.2). 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. 3.14).

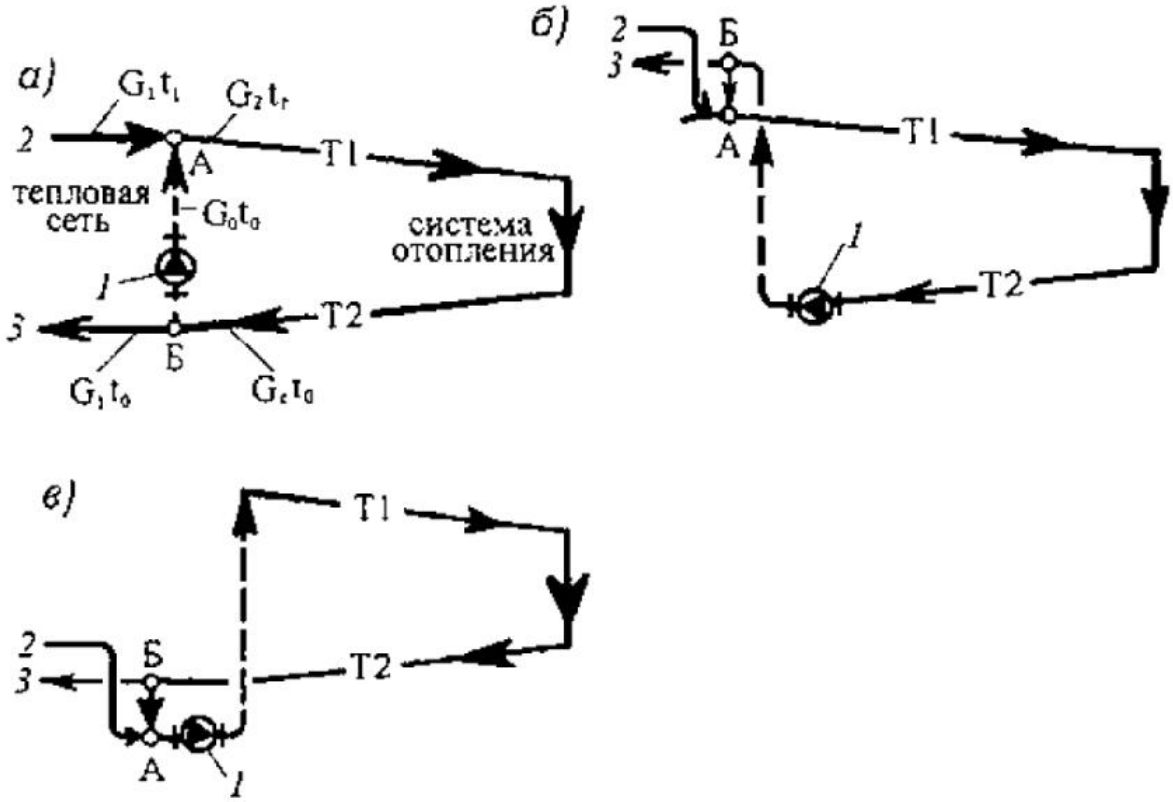

Рис. 3.15. Изменение давления в теплопроводах смесительной установки с насосом: *а* - насос на перемычке между магистралями; *б* - насос на обратной магистрали; *в* - насос на подающей магистрали; *1* - насос; *2* и *3* - давление в наружных, соответственно, подающем и обратном теплопроводах; А и Б - точки, соответственно, смешения и деления потоков воды

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. 3.15, *в*.

Смесительных насосов, как и циркуляционных, устанавливают обычно два с параллельным включением в теплопровод (см. рис. 3.13). 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. 3.16) 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.

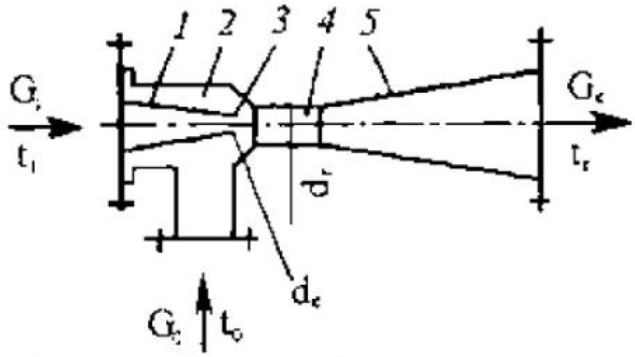

Рис. 3.16. Водоструйный элеватор: *1* - сопло; *2* - камера всасывания; *3* - смесительный конус; *4* - горловина; *5* - диффузор

Вокруг струи воды, вытекающей из отверстия сопла с высокой скоростью, создается зона пониженного давления, благодаря чему охлажденная вода перемещается из обратной магистрали системы (см. рис. 3.4) в камеру всасывания. В горловине струя смешанной воды двигается 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 $\Delta p_н$, 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 $t_г$) системы отопления. Понятно, что при постоянном соотношении в элеваторе между G_0 и G_1 температура $t_г$, с которой вода поступаете систему отопления, определяется уровнем температуры t_1, поддерживаемым на тепловой станции для всей системы теплоснабжения, и может не соответствовать теплопотребности конкретного здания. Для устранения этого недостатка применяют автоматическое регулирование площади отверстия сопла элеватора. Схема водоструйного элеватора с регулируемым соплом дана на рис. 3.17. Такие элеваторы позволяют в определенных пределах изменять коэффициент смешения для получения воды с температурой $t_р$ необходимой для местной системы отопления, т.е. осуществлять требуемое качественно-количественное регулирование. Тепловая сеть

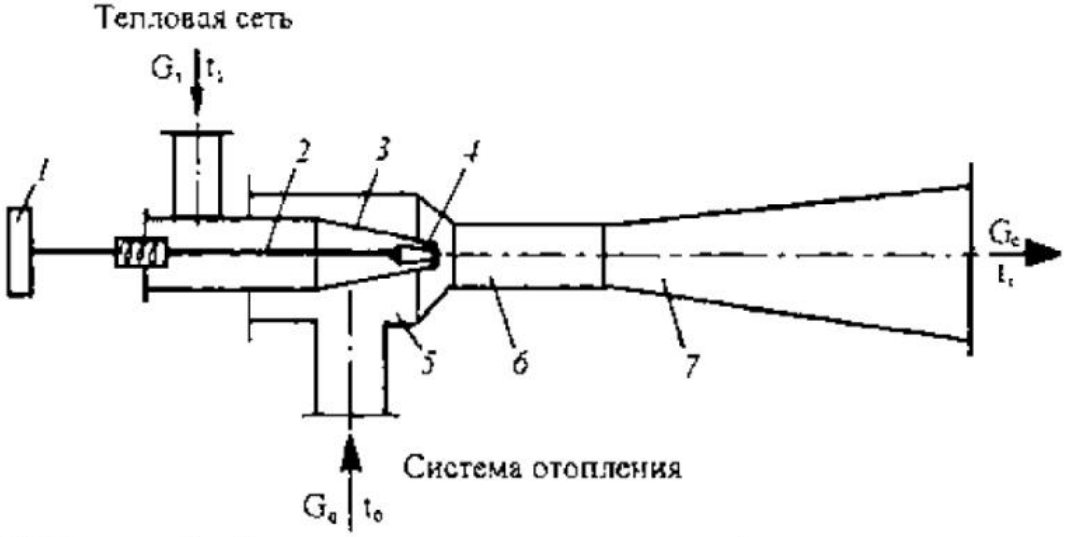

Рис. 3.17. Водоструйный элеватор с регулируемым соплом: *1* - механизм для перемещения регулирующей иглы; *2* - шток регулирующей иглы; *3* - сопло; *4* - регулирующая игла; *5* - камера всасывания; *6* - горловина; *7* - диффузор

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

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

$$d_г = 1{,}55 G_c^{0,5} / \Delta p_н^{0,25}, \qquad (3.16)$$

где G_c - расход воды в системе отопления, т/ч, по формуле (3.7, а); $\Delta p_н$ - 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 $d_г$ = 1,55-4 /1,73 = 3,6 см.

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

$$d_c = d_г / (1 + u). \qquad (3.17)$$

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

$$\Delta p_т = 6{,}3 G_1^2 / d_c^4, \qquad (3.18)$$

где g_1 - расход высокотемпературной воды, т/ч, по формуле (3.12).

Из последней формулы видно, что вслед за изменением по какой-либо причине $\Delta p_т$ 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 и (из выражения (3.14)):

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

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.

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

$$\Delta p_н = 0{,}75(\Delta p_т - \Delta p_{отв}) / (1 + 2u + 0{,}21u^2), \qquad (3.20)$$

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, прим 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 теплопотери 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. 3.18) 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 теплопотери (вследствие развития поверхности охлаждения) и, как следствие, абсорбция воздуха водой.

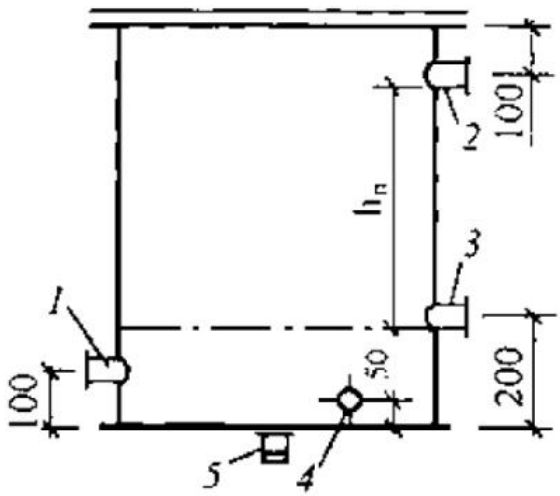

Рис. 3.18. Открытый расширительный бак: *1, 2, 3, 4* - патрубки для присоединения, соответственно, расширительной, переливной, контрольной и циркуляционной труб; *5* - патрубок с пробкой для опорожнения бака

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 кон-

трольной (сигнальной) трубы (обычно D_y20) и патрубок для соединения бака с переливной трубой (D_y32), сообщающейся с атмосферой.

Соединительные трубы открытого расширительного бака показаны на рис. 3.19. В насосной системе отопления расширительную и циркуляционную трубы присоединяют к общей обратной магистрали, как правило, близ всасывающего патрубка циркуляционного насоса (§7.2) на расстоянии 1 (рис. 3.19, *а)* не менее 2 м для надежной циркуляции воды через бак.

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. 3.18 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. 3.19, *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. 3.19, *а).* В крупных зданиях переливную трубу отводят к ближайшему водосточному стояку.

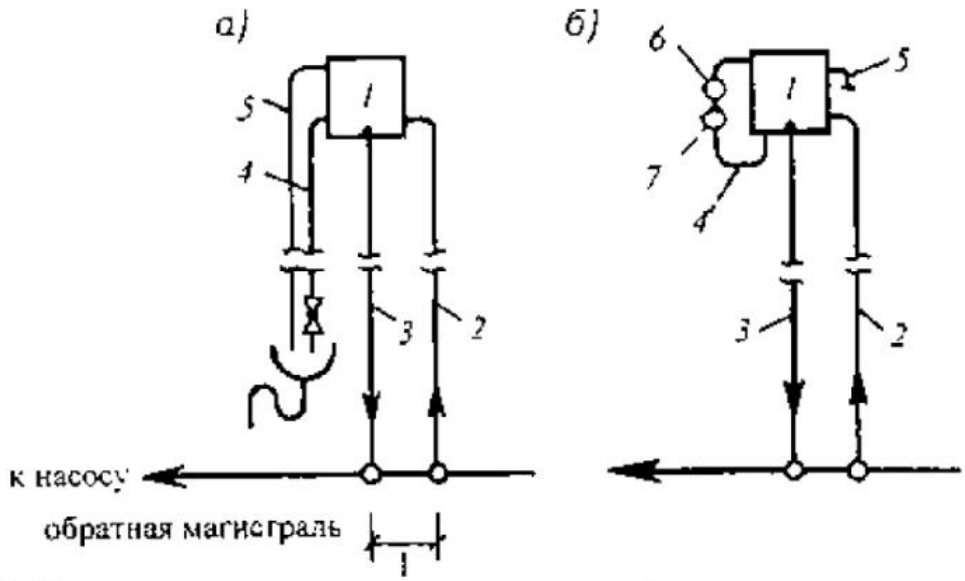

Рис. 3.19. Присоединение открытого расширительного бака к системе отопления: *а* - с ручным (визуальным) контролем; *б* - с автоматизированными сигнализацией и регулированием уровня воды в баке; *1* - расширительный бак; *2, 3, 4, 5* - соответственно, расширительная, циркуляционная, контрольная и переливная трубы; *6*, *7* - реле, соответственно, верхнего и нижнего уровней воды в баке (соединены с баком трубой 4')

Полезный объем расширительного бака, ограниченный высотой $h_п$ (см. рис. 3.18), 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

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

Отсюда увеличение объема воды в системе отопления ΔV_C, м^3 (л), может быть выражено формулой

$$\Delta V_c = \beta \Delta t V_c, \qquad (3.21)$$

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

Полезный объем расширительного бака $V_{под}$, м^3 (л), соответствующий увеличению объема воды в системе ΔV_C, определяют по формуле

$$V_{пол} = kV_c, \qquad (3.22)$$

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^3 (л), определяют по формуле

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

где ΣV_i - суммарный объем воды, м^3 (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 $t_г$=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 вы-

бранной 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 (табл. 6.1).

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. 3.20, *а* изображена установка в помещении теплового центра закрытого бака без мембраны с регулируемым избыточным давлением.

Давление в баке поддерживается либо сжатым воздухом от специальной) компрессора (вариант 1), либо инертным газом из баллона со сжатым газом (вариант 2). Действие компрессора автоматизируется.

На рис. 3.20, *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 нагревании воды в системе отопления прилегает к стенкам той половины бака, которая после нагревания будет заполняться водой.

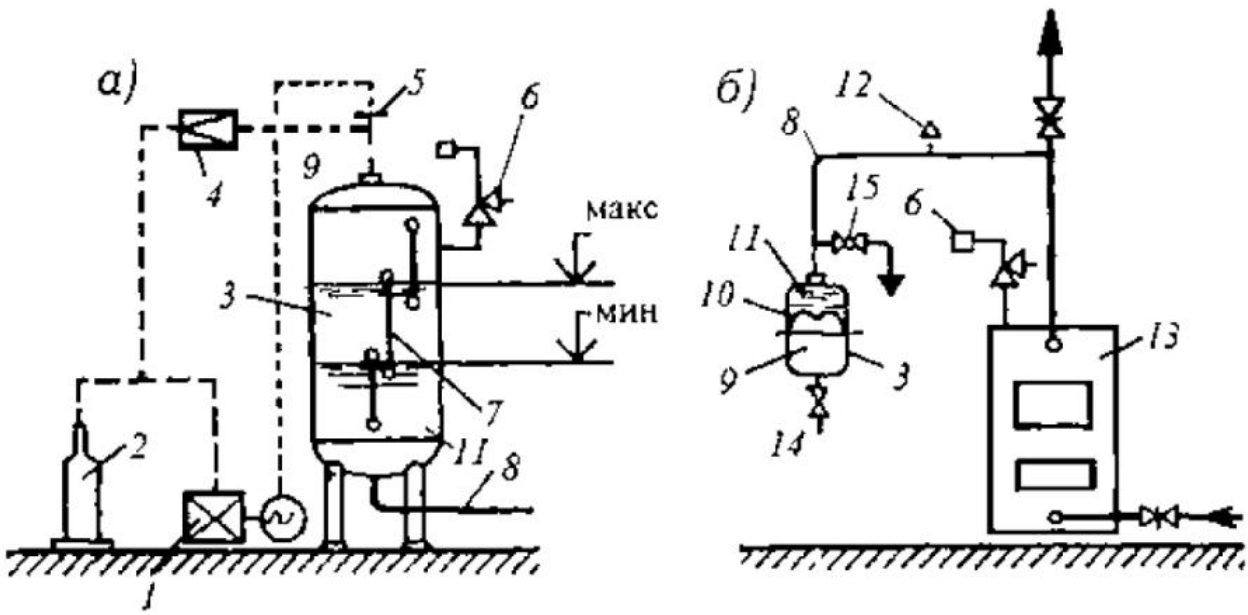

Рис. 3.20. Установка закрытого расширительного бака: *а* - бак без мембраны; *б* - бак с мембраной; *1* - воздушный компрессор (вариант 1); *2* - баллон с инертным газом (вариант 2); *3* - расширительный бак; *4* - редукционный клапан; *5* - датчик давления; *6* - предохранительный клапан; *7* - водомерное стекло; *8* - соединительная труба; *9* - инертный газ; *10* - мембрана; *11* - вода; *12* - воздушный кран; *13* - водогрейный котел; *14* - штуцер для заполнения бака инертным газом; *15* - кран для слива воды

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 ба-

ке, 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 потребуется 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

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

где ΔV_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); $p_{мин}$ - абсолютное давление в баке при наполнении системы водой (минимально необходимое давление воды в баке при минимальном уровне - см. рис. 3.20, *а*); $p_{макс}$ - 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. 3.20, *а)*

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

$$p_{мин} = p_a + p_2 + p_{верх}. \qquad (3.25)$$

Максимально допустимое давление воды в баке при обычном присоединении его к обратной магистрали системы перед всасывающим патрубком циркуляционного насоса (рис. 3.21) принимают в зависимости от рабочего давления раб, допустимого для элементов системы отопления в низшей ее точке (например, для чугунного котла), уменьшенного на сумму давления насоса $\Delta p_н$ и гидростатического давления p_1, связанного с расстоянием h_1 от уровня воды в баке до низшей точки системы:

$$p_{макс} = p_a + p_{раб} - (\Delta p_н + p_1). \qquad (3.26)$$

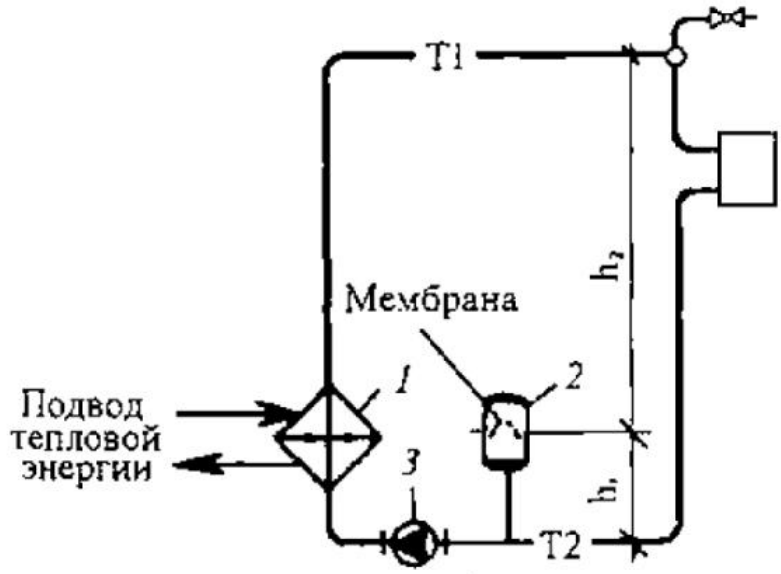

Рис. 3.21. Установка закрытого расширительного бака в системе водяного отопления с независимым присоединением к тепловой сети: *1* - теплообменник; *2* - расширительный бак; *3* - циркуляционный насос

Объем закрытого расширительного бака при начальном давлении в нем, равном атмосферному, получается больше объема открытого бака. Использование сжатого воздуха (инертного газа) для повышения давления ра 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.

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.

ГЛАВА 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, теплопотребность помещения $Q_п$ должна компенсироваться теплоотдачей отопительного прибора $Q_{пр}$ и нагретых труб $Q_{тр}$ (рис. 4.1):

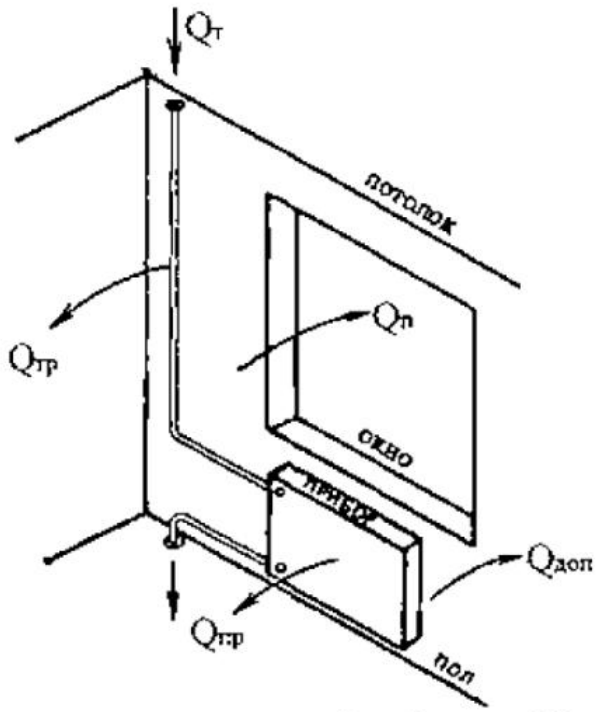

Рис. 4.1. Схема теплоотдачи отопительного прибора $Q_{пр}$ и труб $Q_{тр}$ для возмещения теплопотерь помещения $Q_п$ и дополнительных теплопотерь $О_{доп}$ при теплоподаче со стороны теплоносителя $Q_т$

$$Q_п = Q_{пр} + Q_{тр}. \qquad (4.1)$$

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

В тепловую нагрузку $Q_п$ не входят дополнительные теплопотери $Q_{доп}$ (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 теплопотребность $Q_п$ на величину дополнительных теплопотерь $Q_{доп}$:

$$Q_т = Q_п + Q_{доп}. \qquad (4.2)$$

Дополнительные теплопотери $Q_{доп}$ принято выражать в долях основных теплопотерь.

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

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

$$G_{вод} = Q_т / (c(t_{вх} - t_{вых})). \qquad (4.3)$$

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

$$G_{пар} = Q_т / r. \qquad (4.4)$$

В формулах (4.3) и (4.4) расход теплоносителя G, кг/с, при практических расчетах обычно приводится к 1 ч времени (кг/ч), и тогда в числитель формул вводится множитель 3600; с - удельная массовая теплоемкость воды, равная 4187 Дж/(кг°С) или 4,187 кДж/(кг°С); $t_{вх}$, $t_{вых}$ - температура воды при входе в помещение и выходе из него,°С; г - удельная теплота конденсации при определенном давлении пара в приборе, Дж/кг (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 М, Вт/(кг·°С), определяется по отношению теплового потока $Q_{пр}$ при Δt=l °С к массе металла прибора $G_м$:

$$M = Q_{пр} / (G_м \Delta t), \qquad (4.5)$$

где Δt - разность температуры теплоносителя и окружающего воздуха.

Очевидно, что чем больше показатель М, 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 М 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.

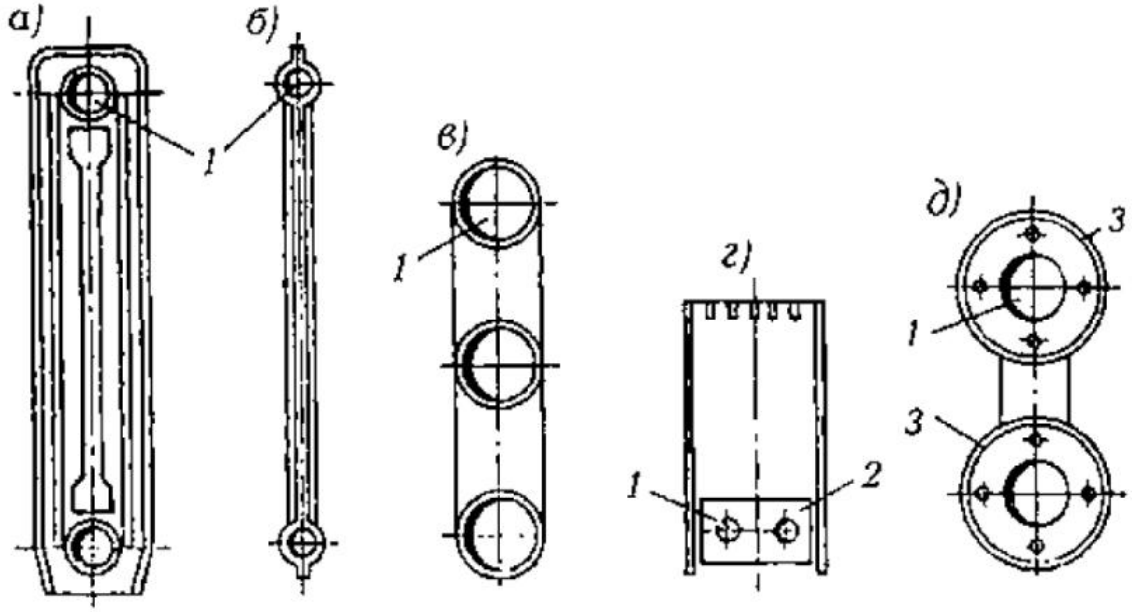

Рис. 4.2. Конструкции отопительных приборов различных видов (поперечные разрезы): *а* - радиатор секционный; *б* - радиатор стальной панельный; *в* - гладкотрубный прибор (из трех горизонтальных стальных труб); *г* - конвектор с кожухом; *д* - ребристая труба (из двух горизонтальных чугунных труб); *1* - канал для теплоносителя; *2* - оребрение из стальных пластин; *3* - чугунный фланец

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, листовой и литой алюминий и другой металл.

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

Таблица 4.1 Показатели основных видов отопительных приборов

Отопительный прибор	Требования, предъявляемые к отопительным приборам									
	теплотехнические	санитарно-гигиенические		экономические		архитектурно-строительные		производственно-монтажные		эксплуатационные
	$k_{пр}$ Вт/(м^2 °С)	температура поверхности	очистка от пыли	стоимость	расход металла	внешний вид	компактность	механизация изготовления	трудозатраты при монтаже	тепловая инерция
Радиатор:										
чугунный секционный	8,5…11,3	-	-	+	-	-	++	-	-	Большая
стальной панельный	10,5…11,5	-	-	+	+	+	-	++	+	Малая
бетонный панельный	7,5…11,6	++	+	+	+	+	-	-	+	Большая
Гладкотрубный прибор	10,5…14,0	-	++	-	-	-	-	-	-	Большая
Конвектор:										
без кожуха	4,7…7,0	+	-	+	+	-	-	++	-	Малая
с кожухом	4,7…7,0	+	-	-	+	+	+	++	+	Малая
Ребристая труба	4,7…5,5	+	-	+	-	-	+	-	-	Большая
Калорифер	9,0…35,0	+	-	+	+	-	++	-	-	Малая

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 (более 400 до 650 мм) и низкие (более 200 до 400 мм). Приборы высотой 200 мм и менее называют плинтусными.

По глубине (толщине) применяются приборы малой (до 120 мм), средней (более 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.

Для сравнения отопительных приборов в табл. 4.1 приведены области значений коэффициента теплопередачи и условными знаками отмечены другие относительные показатели основных видов приборов. Знаком "+" отмечены положительные показатели приборов, знаком "-" - отрицательные. Знак "++" указывают на показатель, определяющий основное преимущество какого-либо вида приборов.

§ 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).

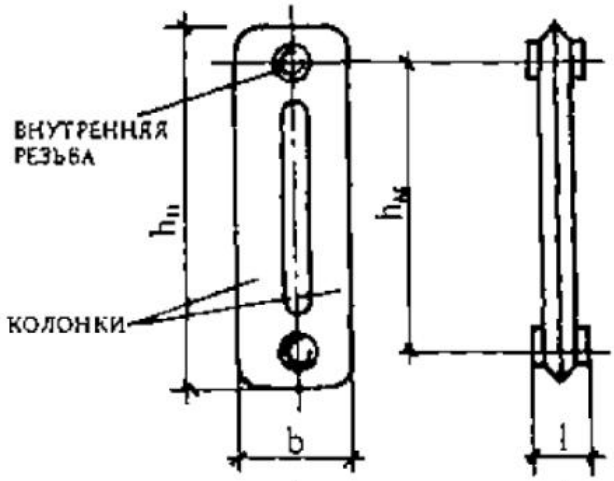

Рис. 4.3. Двухколенчатая секция радитора: $h_п$ - полная высота; $h_м$ - монтажная высота; b - строительная глубина; l - длина

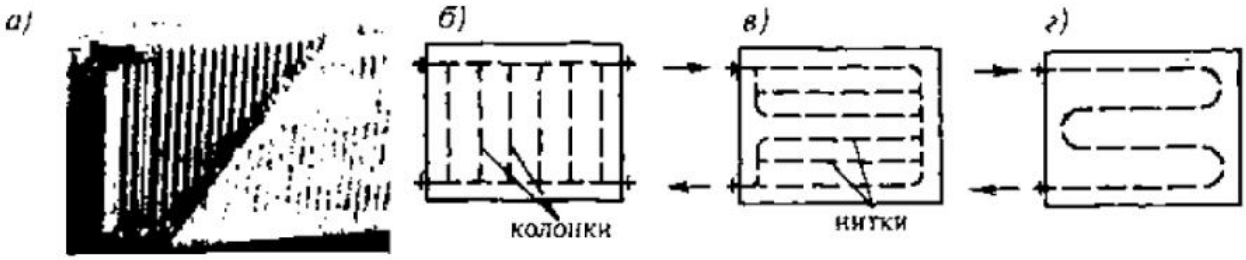

Рис. 4.4. Конструкция стандартного стального панельного радиатора и возможные схемы каналов для теплоносителя в их блоках: *а* - панельный радиатор марки 22; *б* - каналы колончатой формы; *в* - каналы регистровой формы; *г* - каналы змеевиковой формы

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 $h_м$=500 мм), хотя имеются радиаторы одно- и многоколончатые, высокие ($h_м$ до 1000 мм) и низкие ($h_м$=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 илиМС-140-108).

Чугунные секционные радиаторы отличаются значительной тепловой мощностью на единицу длины прибора (компактностью) и стойкостью против коррозии (долговечностью). Чугунные радиаторы металлоемки (показатель М=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 по-

верхности прибора увеличивает его тепло-отдающую 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 22 (см. рис. 4.4, *а)* имеет два плоских блока (первая цифра) и два ряда оребрения (вторая цифра).

Стальные панельные радиаторы отличаются от чугунных меньшей массой (показатель М=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, *г*) 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.

Отопительные приборы сваривают из труб D_y32...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 ныли.

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 обогревания производственных поме-

щений, особенно, при значительном выделении пыли, гаражей, световых фонарей). **Конвектор** состоит из двух элементов: трубчато-ребристого нагревателя и кожуха (рис. 4.6). Кожух декорирует нагреватель и способствует повышению теплопередачи благодаря увеличению подвижности воздуха у поверхности нагревателя. Конвектор с кожухом (рис. 4.6, *а)* передает в помещение конвекцией 90...95 % общего теплового потока. Прибор, в котором функции кожуха выполняет оребрение нагревателя, называют конвектором без кожуха (рис. 4.6, *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).

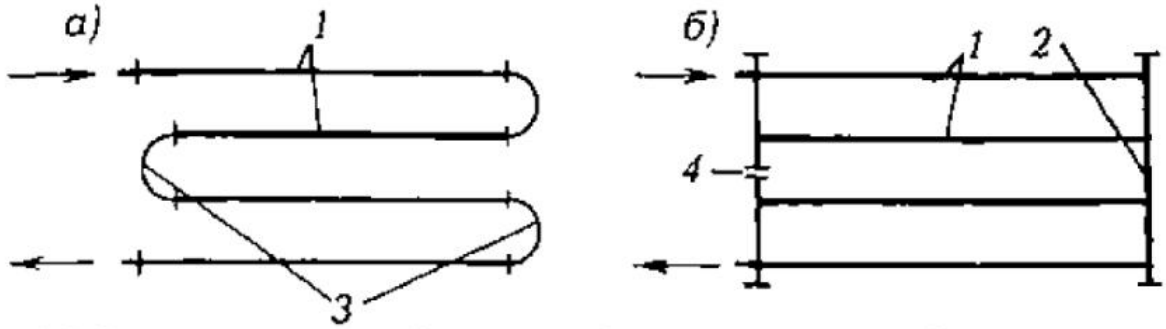

Рис. 4.5. Формы соединения труб в гладкотрубных отопительных приборах: *а* - змеевиковая форма; *б* - регистровая форма; *1* - нитки; *2* - колонка; *3* - калачи; *4* - заглушка

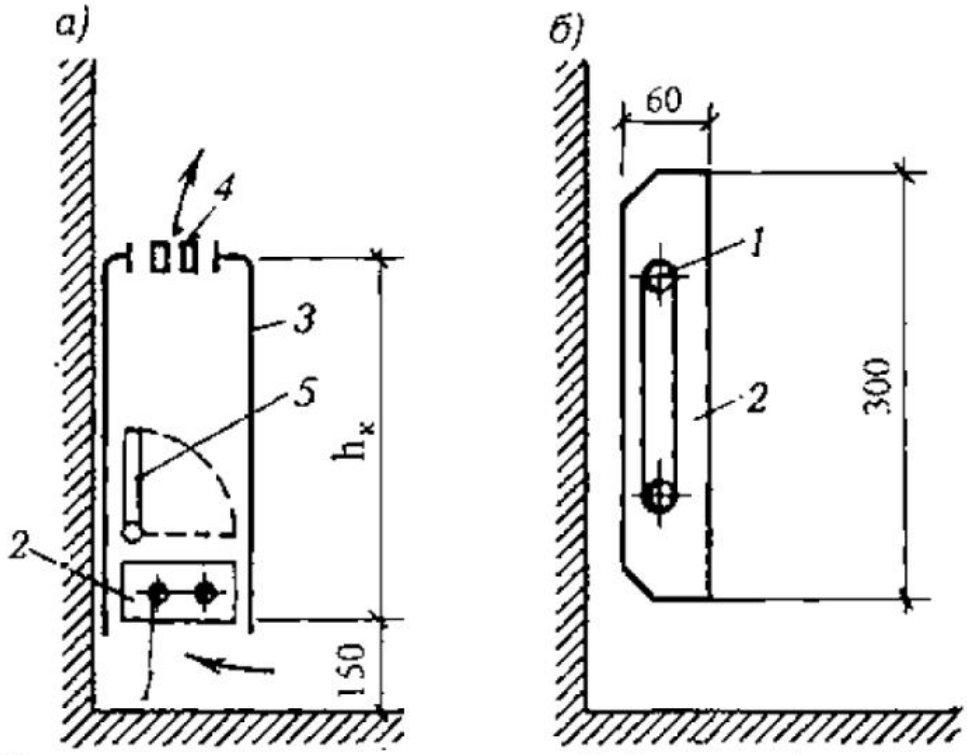

Рис. 4.6. Конструкция конвекторов: *а* - с кожухом; *б* - без кожуха; *1* - канал для теплоносителя; *2* - оребрение; *3* - кожух; *4* - решетка; *5* - воздушный клапан

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 те-

плового напряжения металла конвекторов (показатель М=0,8...1,3 Вт/(кг°С)). 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 тина 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. Напольные 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 требованиях к отапливаемым 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).

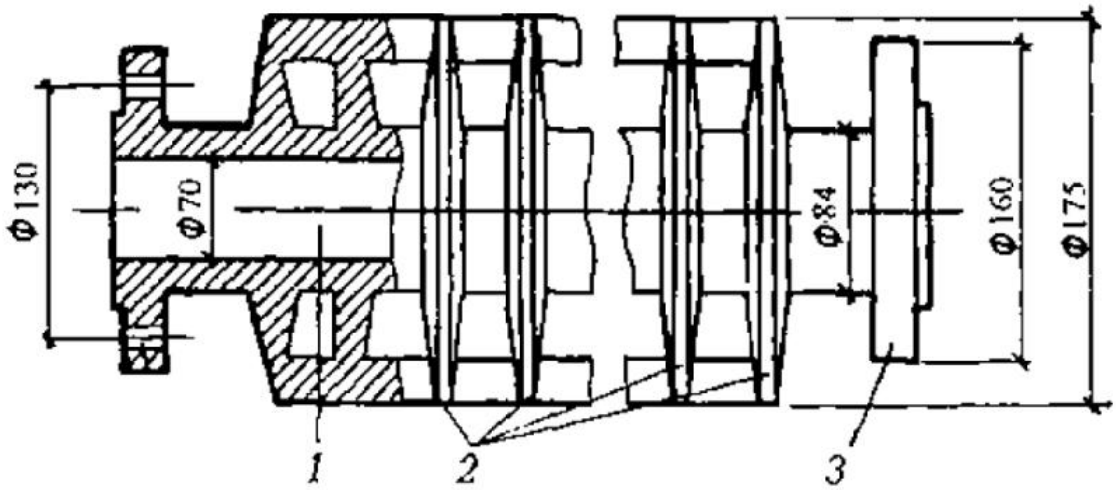

Рис. 4.7. Ребристая чугунная труба: *1* - канал для теплоносителя; *2* - ребра; *3* - соединительный фланец

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 М составляет всего 0,25 Вт/(кг°С)). К недостаткам ребристых труб относятся также неэстетичный внешний вид, малая механическая прочность ребер и трудность очистки от пыли.

Устаревшие ребристые чугунные трубы заменяются сребренными 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.

Производимые до последнего времени в России некоторые виды отопительных приборов перечислены в табл. 4.2. Указаны предельно допустимое давление в рабочих условиях (рабочее давление) внутри приборов, средний коэффициент местного гидравлического сопротивления (КМС) приборов при диаметре подводок к ним D_y20, а также основная область их применения.

Калорифер - компактный прибор значительной площади (от 10 до 140 м^2), образованной несколькими рядами сребренных 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 (см. табл. 4.1). Кроме того, калорифер

Таблица 4.2. Техническая характеристика отопительных приборов

Вид и тип прибора	Марка	Рабочее давление, МПа	Средний КМС прибора	Основная область применения
Радиатор чугунный секционный	М, РД МС	0,6 0,9	1,4 1,6	Общего назначения При повышенных санитарно-гигиенических требованиях
Радиатор стальной панельный: колончатый змеевиковый	 РСВ РСГ-1 РСГ-2	 0,6 0,6 0,6	 2,0 7,4 3,0	При повышенных гигиенических требованиях, но при деаэрированной воде и неагрессивной воздушной среде
Гладкотрубный прибор	D_y32...100 мм	1,0	1,5	При значительных выделениях пыли
Конвектор с кожухом: концевой проходной	 КН20-к КН20-п	 1,0 1,0	 5,4...7,4 5,7	Жилые, общественные и вспомогательные здания
Конвектор без кожуха: концевой проходной	 КА-к КА-п	 1,0 1,0	 4,9 3,9	Бытовые и вспомогательные помещения производственных зданий
Конвектор высокий	КВ20	1,0	45,0	Лестничные клетки и вестибюли зданий
Ребристая чугунная труба	l=500... 2000 мм	0,6	1,5	Производственные здания

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 противовзрывных 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. 4.3).

Таблица 4.3. Относительная теплоотдача отопительных приборов

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

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 предопределяют 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.

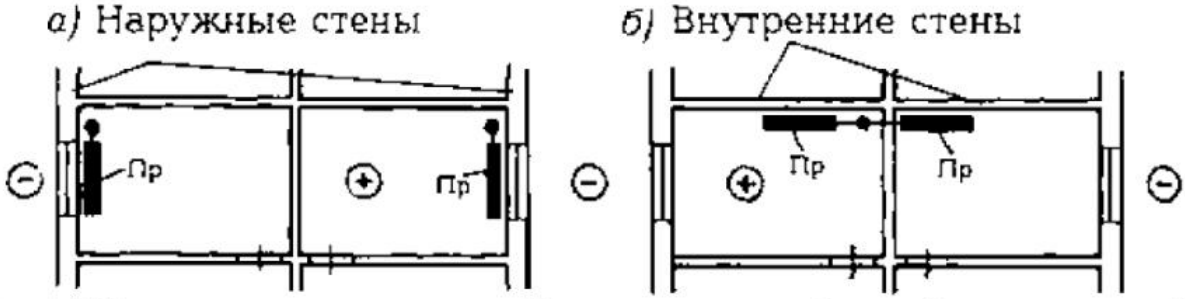

Рис. 4.8. Размещение отопительных приборов в помещениях (в плане): *а* - под окнами; *б* - у внутренних стен; Пр - отопительный прибор

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.

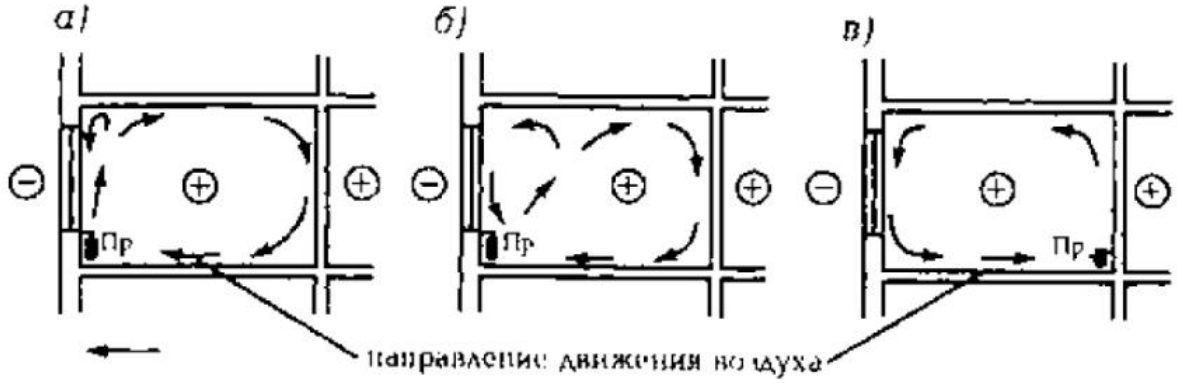

Рис. 4.9. Схема циркуляции воздуха в помещении при различном месте размещения отопительного прибора: *а* - под окнами без подоконника; *б* - под окнами с подоконником; *в* - у внутренней стены; Пр - отопительный прибор

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

При значительном подъеме прибора над полом в помещении создается охлажденная зона, так как циркуляционные потоки нагреваемого 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 (см. табл. 4.3) размещается фактически по всей длине наружной стены (рис. 4.10, *а).*

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).*

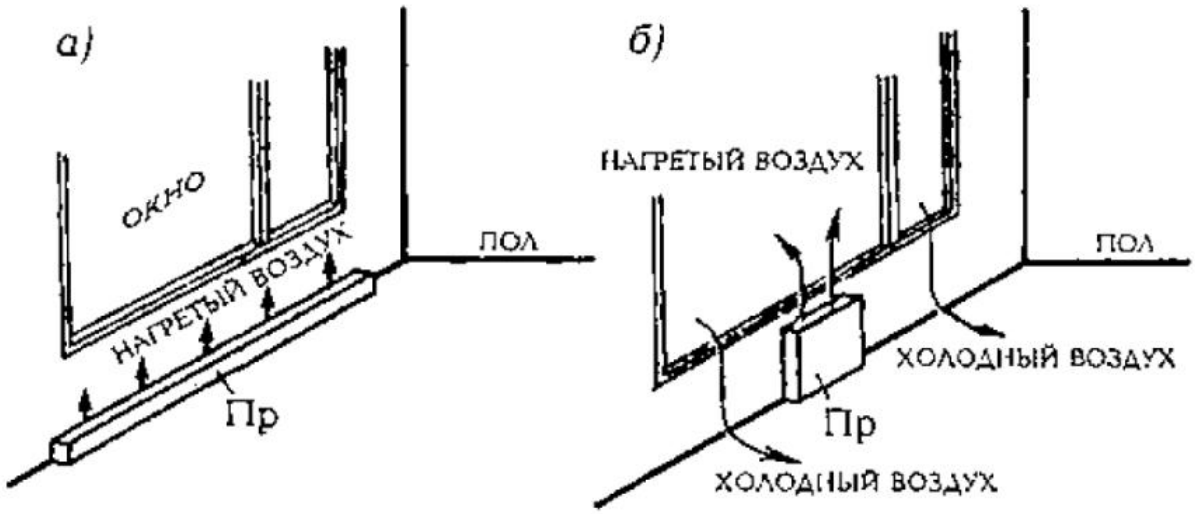

Рис. 4.10. Размещение под окном помещения отопительного прибора: *а* - низкого и длинного (желательно); *б* - высокого и короткого (нежелательно); Пр - отопительный прибор

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 $t_н$= -10 °С и $t_в$=22 °С температура внутренней поверхности остекления над конвекторами равнялась 19,9 °С, посредине 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 $t_н$=-8 °С и $t_в$=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 возникала 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 теплопотери 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.

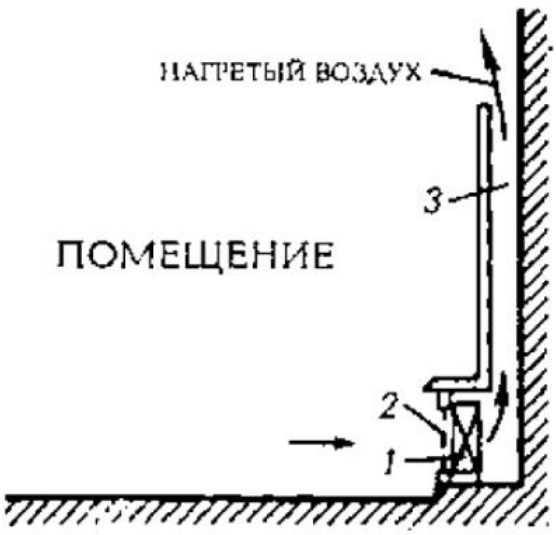

Рис. 4.11. Схема рециркуляционного воздухонагревателя: *1* - калорифер; *2* - декоративная решетка; *3* - канал для нагретого воздуха

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, следова-

тельно, 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...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 β_4=1,12). Размещение приборов в глубокой открытой нише (рис. 4.12, б) или одного над другим в два яруса (рис. 4.12, *д)* уменьшает теплоотдачу на 5 % (β_4=1,05).

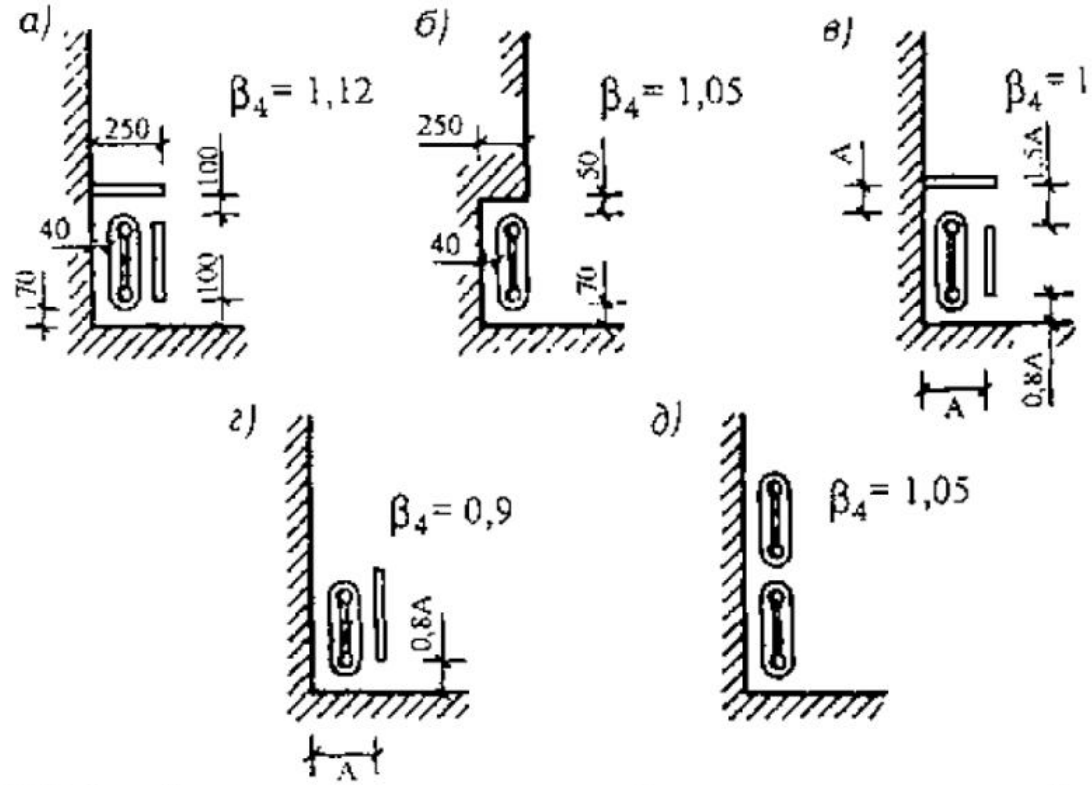

Рис. 4.12. Способы размещения отопительных приборов: *а* - в декоративном шкафу; *б* - в глубокой нише; *в* - в специальном укрытии; *г* - за щитом; *д* - в два яруса

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 (P_4=1"0) или можно даже ее уменьшить (β_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^2-°С), численно равен величине, обратной сопротивлению теплопередаче $R_{пр}$ от теплоносителя через стенку прибора в помещение:

$$k_{пр} = 1 / R_{пр}. \qquad (4.6)$$

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

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

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 $R_н$ для отопительного прибора сравнительно велико. Следовательно, для увеличения теплового потока необходимо развивать 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

$$R_в = (1 / \alpha_в)(A_{пр} / A_в). \qquad (4.8)$$

Коэффициент теплообмена на внутренней поверхности прибора $\alpha_в$ изменяется в широких пределах в зависимости от вида теплоносителя. Наибольших значений он достигает при паре. При воде его значение зависите 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 $\alpha_в$ возрастает), а затем при расходе воды более 200 кг/ч остается практически неизменным.

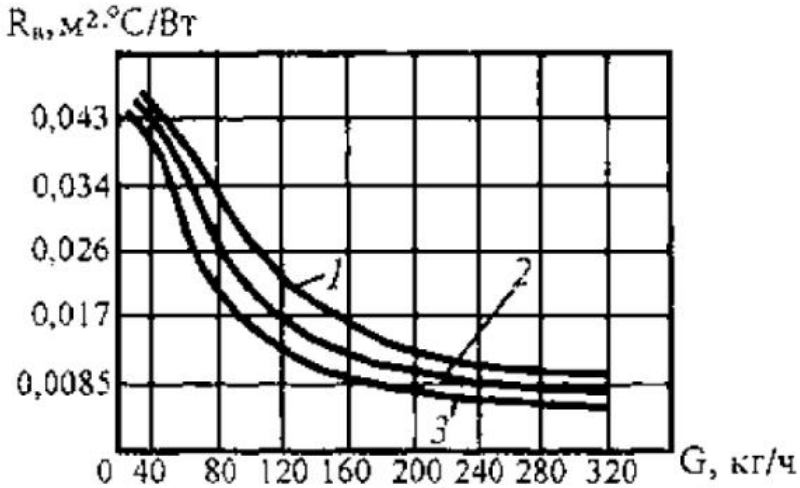

Рис. 4.13. Зависимость сопротивления теплообмену на внутренней поверхности стенки трубы от расхода теплоносителя и внутреннего диаметра: 1 - $d_в$ = 21,2 мм; 2 - 15,7 мм; 3 - 12,6 мм

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 $\alpha_{в} \approx 60$ Вт/(м^2·°С), по формуле (4.8):

$$R_{в} = (1 / 60)1,3 = 0,022 \quad м^2 \cdot °С/Вт.$$

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

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

Термическое сопротивление стенки вместе с сопротивлением теплообмену на внутренней поверхности стенки обусловливают 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...8 °С.

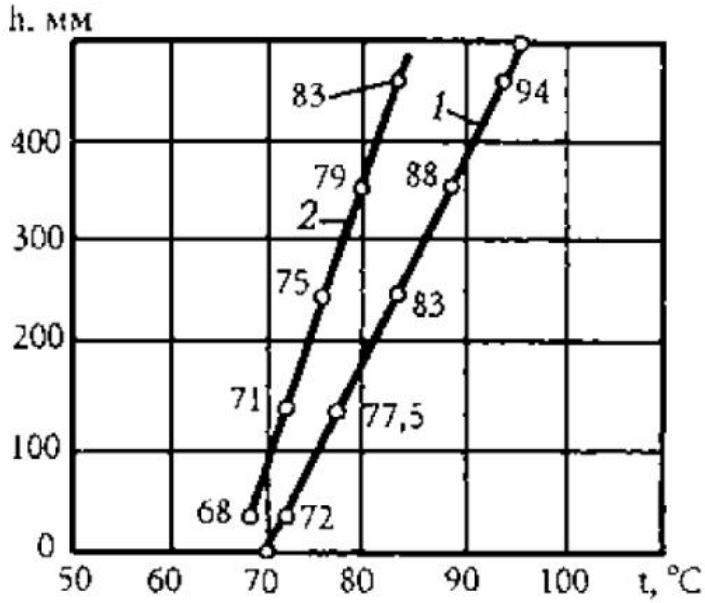

Рис. 4.14. Изменение температуры воды (1) и наружной поверхности (2) по высоте чугунного секционного радиатора при движении теплоносителя по схеме "сверху-вниз" в двухтрубной системе отопления

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

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

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 $\lambda_м$.

Для бетонных приборов с трубчатыми греющими элементами принято определять термическое сопротивление массива бетона $R'_м$, отнесенное к 1 м трубы, при теплопроводности бетона $\lambda_м$=1,0 Вт/(м • °С/Вт). На рис. 4.15, *а* и *б* приведены для примера графики для получения $R'_м$, отнесенного к 1 м трубы, расположенной в ряду среди других (средняя труба). В специальной литературе даны также значения $R'_м$, отнесенные к 1 м крайней и одиночной трубы в бетонной панели. Термическое сопротивление массива

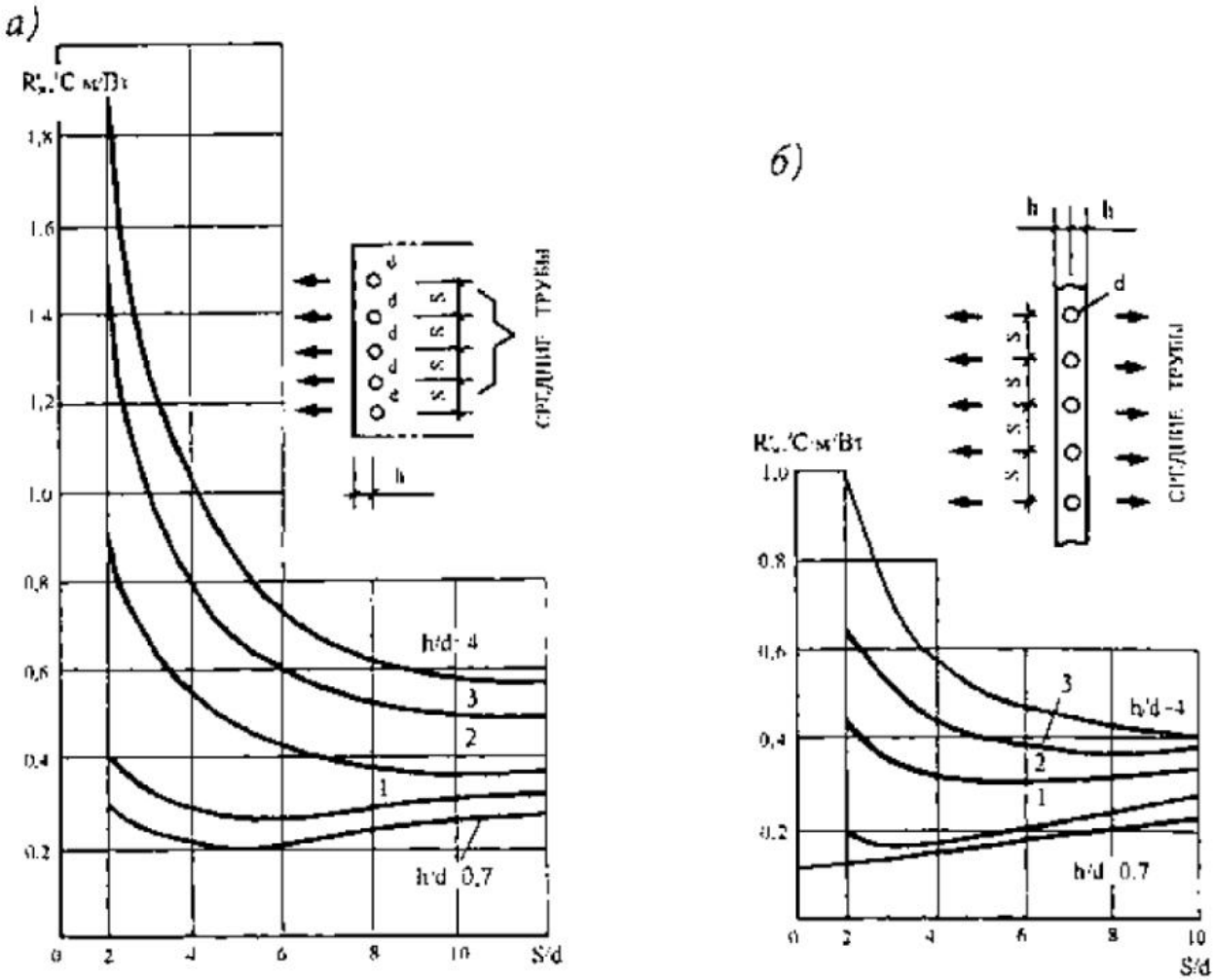

Рис. 4.15. Изменение термического сопротивления массива бетона $R'_м$, отнесенного к 1 м средних труб бетонного панельного радиатора: *а* - при односторонней теплоотдаче; *б* - при двусторонней теплоотдаче; теплопроводность бетона X=1,0 Вт/(м·°С)

прибора при теплопроводности бетона, отличающейся от единицы, вычисляют по формуле

$$R_м = (R'_м / \lambda_м)s, \qquad (4.10)$$

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

Сопротивление теплообмену на внешней поверхности прибора определяют по формуле

$$R_н = 1 / \alpha_н, \qquad (4.11)$$

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

$$\alpha_н = \alpha_к + \alpha_л. \qquad (4.12)$$

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 ($t_В$=20 °С) у гладкой вертикальной поверхности радиатора и температуре воды $t_{вх}$=95 °С, $t_{вых}$=70'С:

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

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 Вт/(м^2·°С) и коэффициент облученности φ=0,5, получим

$$\alpha_л = bC_{пр}\varphi = 1{,}3\cdot5{,}1\cdot0{,}5 = 3{,}3 \text{ Вт/(м}^2\cdot°\text{С)}.$$

Коэффициент облученности φ 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

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

Сравнивая полученное значение сопротивления со значением сопротивления теплообмену на внутренней поверхности радиатора ($R_в$=0,022), убеждаемся, что $R_н$ примерно в 4,5 раза превышает $R_в$. 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 $\alpha_н$. 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 $\alpha_н$ 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 $\alpha_н$, Вт/(м^2*°С), 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 помещение 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 $t_г$ и температуры окружающего воздуха $t_в$ (а не температуры помещения $t_п$).

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.

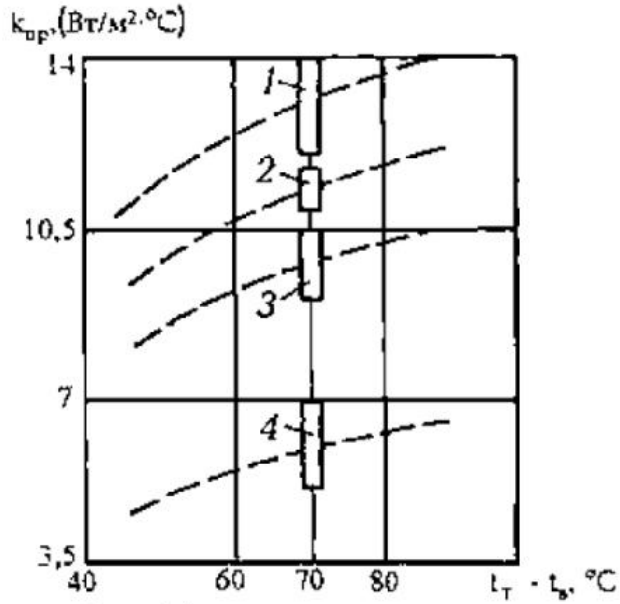

Рис. 4.16. Области значений коэффициента теплопередачи отопительных приборов: *1* - гладкотрубные приборы; *2* - радиаторы панельные; *3* - радиаторы секционные; *4* - конвекторы, ребристые трубы

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. 4.16 для основных видов приборов показаны области значений коэффициента теплопередачи при одних и тех же температурных условиях ($t_г - t_в = 70$ °С). Как видим, для гладкотрубных приборов характерны сравнительно высокие, для секционных радиаторов - средние, для конвекторов и ребристых труб - низкие значения коэффициента теплопередачи.

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 50×100 мм.

Вторым основным фактором, определяющим величину $k_{пр}$ в эксплуатационных условиях, является **температурный напор** Δt, т.е. разность температуры теплоносителя $t_г$ и температуры окружающего прибор воздуха $t_в$:

$$\Delta t = t_г - t_в. \qquad (4.13)$$

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. $t_{ср} = t_{ср}$, хотя в действительности средняя температура воды в приборе ниже среднеарифметической. Поэтому температурный напор, вычисляемый при среднеарифметическом значении температуры воды, т.е. $\Delta t_{ср} = (t_{ср} - t_в)$ 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

$$k_{пр} = m\Delta t_н^n; \qquad (4.14)$$

для теплоносителя - воды

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

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

$$\Delta t_н = t_{нас} - t_в; \qquad (4.16)$$

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

$$\Delta t_{ср} = t_{ср} - t_в = 0{,}5(t_{вх} + t_{вых}) - t_в; \qquad (4.17)$$

$G_{отн}$ - 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

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

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

Получаемые значения коэффициента теплопередачи при $t_г - t_в = 70$ °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^2·°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. 4.17 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. 4.17).

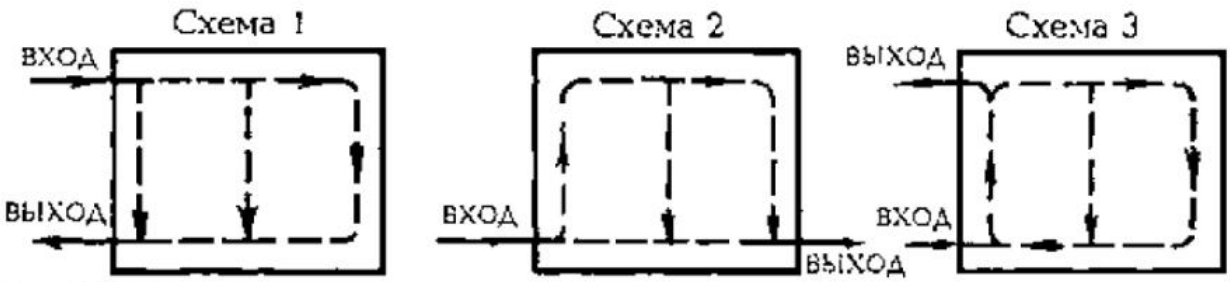

Рис. 4.17. Основные схемы присоединения радиаторов к теплопроводам систем водяного отопления

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^2·°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^2·°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 поме-

щении (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^2 площади прибора в окружающую среду.

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

При теплоносителе паре

$$q = k_{пр}\Delta t_н = (m\Delta t_н^n)\Delta t_н = m\Delta t_н^{1+n}, \qquad (4.19)$$

при теплоносителе воде

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

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, $t_{вых}$ зависит от расхода воды в приборе $G_{пр}$. Отнимая от темпе-

ратуры $t_{вх}$ половину $\Delta t_{пр}$ (понижение температуры воды в приборе) и выражая $\Delta t_{пр}$ через тепловую мощность $Q_{пр}$ и расход воды $G_{пр}$, получим

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

где $Q_{пр}$ - тепловая мощность отопительного прибора; β_1 - поправочный коэффициент, учитывающий теплопередачу через дополнительную площадь (сверх расчетной) приборов, принятых к установке (для радиаторов и конвекторов β_1=1,03...1,08, для ребристых труб β_1=l,13); β_2 - поправочный коэффициент, учитывающий дополнительные теплопотери вследствие размещения отопительных приборов у наружных ограждений (см. § 4.1, при установке у наружной стены секционного радиатора или конвектора типов КН и КО - β_2=1,02, конвектора КА - 1,03, панельного радиатора - 1,04).

Если $G_{пр}$ 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 с=4,187 кДж/(кг°С)).

В двухтрубных системах водяного отопления за температуру воды, входящей в каждый прибор, принимают начальную температуру горячей воды в системе $t_г$ за температуру воды, выходящей из каждого прибора, - конечную температуру охлажденной воды в системе t0. Тогда средняя температура воды в приборах (исходя из формулы (4.17)):

$$t_{ср} = 0{,}5(t_{вх} + t_{вых}) = 0{,}5(t_г + t_0), \qquad (4.22)$$

где $t_г$ - расчетная (соответствующая температуре наружного воздуха, расчетной для отопления в данной местности) температура горячей воды, поступающей в систему отопления; t_0 - 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 $q_{пр}$ 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 $q_{ном}$. Исходя из $q_{ном}$ каждой марки или секции прибора определяют в зависимости от их площади **номинальный тепловой поток** $Q_{ном}$, кВт, как показатель для планирования и учета объема производства приборов.

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

В этих стандартных условиях относительный расход воды в приборе $G_{отн}$=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):

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

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^2, 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-140АО…….	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^2, в конкретных условиях работы его в системе отопления составит:

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

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

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

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

Значения экспериментальных числовых показателей пир 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 расположения 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^2 (см. § 4.6) известна, то теплоотдача отопительного прибора $Q_{пр}$, Вт, должна быть пропорциональна площади его нагревательной поверхности

$$Q_{пр} = q_{пр}A_р. \qquad (4.25)$$

Отсюда расчетная площадь $A_р$, м^2, отопительного прибора независимо от вида теплоносителя

$$A_р = Q_{пр} / q_{пр}, \qquad (4.26)$$

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

$$Q_{пр} = Q_п - \beta_{тр}Q_{тр}; \qquad (4.27)$$

$Q_{пр}$ - 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; $p_{тр}$ - 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

$$Q_{тр} = \sum k_{тр}\pi d_н l(t_т - t_в), \qquad (4.28)$$

где $k_{тр}$, $d_н$, I - соответственно коэффициент теплопередачи, Вт/(м^2·°С), наружный диаметр, м, и длина, м, отдельных теплопроводов; $t_т$ и $t_в$ - соответственно температура теплоносителя и воздуха в помещении, **°С.**

Теплоотдачу теплопроводов можно определить приближенно по формуле

$$Q_{тр} = q_в l_в + q_г l_г \qquad (4.29)$$

с использованием таблиц в справочной литературе, где даны значения $q_в$ и $q_г$ - теплоотдачи 1 м соответственно вертикально и горизонтально проложенных труб, Вт/м, определяемые исходя из их диаметра и разности температуры ($t_т$ - $t_в$); $l_в$ и $l_Г$ - 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 ($t_т$ - $t_в$) = 64,5 °С 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 м^2. Напротив, площадь теплотехнически малоэффективных приборов (конвекторов, ребристых труб) измерялась в экм, меньших по величине, чем их площадь в м^2. Двойное измерение площади отопительных приборов - в условных экм и физических 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 Р, - см. формулу (4.21)).

Длина секционных радиаторов зависит от числа секций, составляющих приборы.

Число секций радиаторов определяют по формуле

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

где a_1 - площадь одной секции, м^2, типа радиатора, принятого к установке в помещении; β_4 - поправочный коэффициент, учитывающий способ установки радиатора в помещении (см. § 4.4 и рис. 4.12, при открытой установке β_4=1,0, при установке с декоративной решеткой следует обеспечивать $\beta_4 \le 1,10$); β_3 - поправочный коэффициент, учитывающий число секций в одном радиаторе (β_3 = 1,0 при A_p = 2,0 м^2), который для радиаторов типа М-140 вычисляется по формуле

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

Секционные радиаторы проходят тепловые испытания при площади прибора около 2,0 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 м^2 (в том числе для эталонного радиатора) коэффициент β_3 определяют по формуле

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

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 м^2). Так поступают с целью ограничения отклонения от расчетной температуры в помещении (обычно приемлемо понижение на 1 °С в гражданских и на

2 °С 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 (например, типа РСВ или РСГ) могут объединяться в блоки, включающие две параллельно расположенные панели.

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

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

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 "Унивсрсал-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

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

где n - число ярусов и рядов элементов, составляющих прибор; a_1 - площадь одного элемента конвектора или одной ребристой трубы принятой длины, 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, м, в ярусе или в ряду **гладкотрубного прибора** составит

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

где β_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^2/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^2).

Пример 4.1. Определим число секций чугунного радиатора типа М-140А, устанавливаемого на верхнем этаже у наружной стены без ниши под подоконником (на расстоянии от него 40 мм) в помещении высотой 2,7 м при $Q_п$=1410 Вт и $t_В$=18 °С, если радиатор присоединяется к однотрубному проточно-регулируемому стояку $D_у$20 (с краном типа КРТ на подводке длиной 0,4 м) системы водяного отопления с верхней разводкой при $t_г$=105 °С и расходе воды в стояке $G_{ст}$=300 кг/ч. Вода в подающей магистрали охлаждается до рассматриваемого стояка на 2 °С.

Средняя температура воды в приборе по формуле (4.21)

$$t_{ср} = (105 - 2) - 0,5 \cdot 1410 \cdot 1,06 \cdot 1,02 \cdot 3,6 / (4,187 \cdot 300) = 100,8 \text{ °С}.$$

Плотность теплового потока радиатора при $\Delta t_{ср}$= 100,8 - 18 = 82,8 °С (изменение расхода воды в радиаторе от 360 до 300 кг/ч практически ни влияет на $q_{пр}$) по формуле (4.24) (здесь и далее в примерах использованы данные [10])

$$q_{пр} = 650(82,8 / 70)1+0,3 = 809 \text{ Вт/м}^2.$$

Теплоотдача вертикальных ($t_в$ = 2,7 - 0,5 = 2,2 м) и горизонтальных ($t_г$= 0,8 м) труб $D_у$20 по формуле (4.29)

$$Q_{тр} = 93 \cdot 2,2 + 115 \cdot 0,8 = 296 \text{ Вт}.$$

Расчетная площадь радиатора по формулам (4.26) и (4.27) $\Delta_р$ = (1410 - 0,9-296) / 809 = 1,41 м^2.

$$N = (1,41 / 0,254)(1,05 / 1,01) = 5,8 \text{ секции}.$$

Расчетное число секций радиатора М-140А по формуле (4.30) при площади одной секции 0,254 м^2 (β_4=1,05, β_3 = 0,97 + 0,06 / 1,41= 1,01 по формуле (4.31))

$$A_р = (1410 - 0,9 \cdot 296) / 809 = 1,41 \text{ м}^2.$$

Принимаем к установке 6 секций.

Пример 4.2. Определим марку открыто устанавливаемого настенного конвектора с кожухом типа КН-20к "Универсал-20" малой глубины по условиям примера 4.1 (однотрубный стояк - проточный, т.е. без крана у прибора).

Средняя температура воды в приборе по формуле (4.21)

$$t_{ср} = (105 - 2) - 0,5 \cdot 1410 \cdot 1,04 \cdot 1,02 \cdot 3,6 / (4,187 \cdot 300) = 100,9 \text{ °С}.$$

Номинальная плотность теплового потока для конвектора "Универсал-20" составляет 357 Вт/м^2 (см. § 4.6). В нашем случае $\Delta t_{ср}$= 100,9 - 18 = 82,9 °С (больше 70 °С) и $G_{пр}$=300 кг/ч (меньше 360 кг/ч). Поэтому пересчитываем значение плотности теплового потока конвектора по формуле (4.24)

$$q_{пр} = 357(82,9 / 70)1+0,3(300 / 360)0,07 = 439 \text{ Вт/м}^2.$$

Теплоотдача вертикальных ($l_В$=2,7 м) и горизонтальных ($l_Г$=0,8 м) труб $D_у$20 по формуле (4.29)

$$Q_{тр} = 93 \cdot 2,7 + 115 \cdot 0,8 = 343 \text{ Вт}.$$

Расчетная площадь конвектора по формулам (4.26) и (4.27)

$$A_р = (1410 - 0,9 \cdot 343) / 439 = 2,51 \text{ м}^2.$$

Принимаем к установке один концевой конвектор "Универсал-20" с кожухом малой глубины марки КН 230-0,918к площадью 2,57 м^2 (длина кожуха 845 мм, монтажный номер У5).

Пример 4.3. Определим длину и число ребристых чугунных труб, устанавливаемых открыто в два яруса, в системе парового отопления, если избыточное давление пара в приборе 0,02 МПа ($t_{нас}$=l 04,25 °С), $t_в$=15 °С, $Q_п$=6500 Вт, $Q_{тр}$=350 Вт.

Разность температуры по формуле (4.16)

$$\Delta t_н = 104,25 - 15 = 89,25 \text{ °C}.$$

Плотность теплового потока прибора получим при коэффициенте теплопередачи ребристых чугунных труб, установленных одна над другой, $k_{пр}$=5,8 Вт/(м^2·°С):

$$q_{пр} = k_{пр} \Delta t_н = 5,8 \cdot 89,25 = 518 \text{ Вт/м}^2.$$

Расчетная площадь прибора из ребристых труб по формуле (4.26) $A_р$ = (6500 - 0,9-350) / 518 = 11,9 м^2.

$$A_р = (6500 - 0,9 \cdot 350) / 518 = 11,9 \text{ м}^2.$$

Число ребристых труб в одном ярусе, задаваясь длиной выпускаемых труб 1,5 м, имеющих площадь нагревательной поверхности 3,0 м^2, получим по формуле (4.34)

$$N = 11,9 / (2 \cdot 3,0) = 2 \text{ шт}.$$

Принимаем к установке в каждом ярусе по две последовательно соединенных чугунных ребристых трубы длиной 1,5 м. Общая площадь нагревательной поверхности прибора из четырех ребристых труб

$$A_{пр} = 3,0 \cdot 2 \cdot 2 = 12,0 \text{ м}^2.$$

§ 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.

В примерах теплового расчета отопительных приборов (см. § 4.7) полученное расчетное значение площади изменялось 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 β_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 составляются из элементов приборов, имеющих большой шаг номенклатурного ряда. Если, например, конвектор с кожухом типа "Универсал-20" имеет шаг всего 0,37 м^2, то ребристые трубы могут образовывать приборы с шагом 1,0 м^2. 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 $t_{вых}$, °С, выходящей из прибора уже выбранной площади $A_{пр}$, м^2, используют формулу

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

где $t_{вх}$ - температура теплоносителя, входящего в отопительный прибор, °С; $t_в$ - расчетная температура воздуха в обогреваемом помещении, °С; $q_{ном}$ - номинальная плотность теплового потока для рассматриваемого прибора, Вт/м^2; n, p - показатели, входящие в формулу (4.15); $G_{пр}$ - действительный расход воды в приборе, кг/с; с - 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.

Общими исходными данными для выполнения тепловых расчетов с помощью ЭВМ отопительных приборов являются:

- - вид системы отопления (вертикальная или горизонтальная, однотрубная, двухтрубная и т.д.);
- - тип отопительного прибора;
- - наличие в однотрубной системе отопления замыкающего участка и его положение (осевой или смещенный);
- - расчетные параметры температуры теплоносителя (для однотрубной системы отопления только в том случае, если гидравлический расчет проводился при постоянном перепаде температуры воды в стояках);
- - расчетное атмосферное давление в районе строительства здания;
- - число рассчитываемых стояков или ветвей.

Тепловой расчет отопительных приборов проводят по отдельным стоякам (ветвям в горизонтальной системе), для каждого из которых подготавливают следующие показатели:

- - номер стояка (ветви) по схеме;

- - расчетные параметры температуры теплоносителя (для однотрубной системы, если гидравлический расчет проводился с переменным перепадом температуры воды в стояках);
- - понижение расчетной температуры подаваемой воды от начала системы до первого прибора;
- - расчетный расход воды (для однотрубной системы по результатам гидравлического расчета);
- - число последовательно соединенных этажестояков (в однотрубной системе) или число приборов на стояке (в двухтрубной системе);
- - диаметр и длина стояка, подводок к отопительному прибору и замыкающего участка (если он есть) на каждом этажестояке (отрезке ветви);
- - для каждого этажестояка: тепловая нагрузка, расчетная температура воздуха в обогреваемом помещении, схема присоединения прибора ("сверху-вниз", "снизу-вверх" или "снизу-вниз"), место установки прибора (у наружной стены или светового проема).

В программу расчета отопительных приборов с помощью ЭВМ, помимо расчетных формул, вносят следующие данные.

1. Теплотехническую характеристику приборов, а именно:

- - номинальную плотность теплового потока;
- - площадь нагревательной поверхности марок выбранного типа прибора в соответствии с его номенклатурным рядом (для радиаторов - площадь одной секции);
- - числовые значения показателей пир.

2. Значения поправочных коэффициентов (3 (формулы (4.21) и (4.30)) для выбранного типа прибора.

3. Теплоотдачу 1 м вертикально и горизонтально проложенных труб (формула (4.29)) в виде ряда для различных диаметров и температурных перепадов или упрощенной аппроксимирующей зависимости.

4. Необходимую точность расчетов (обычно допустимое отклонение действительной площади прибора от расчетной).

Общая программа теплового расчета отопительных приборов системы водяного отопления с помощью ЭВМ предусматривает последовательное выполнение расчетов после ввода исходных данных по следующим основным этапам.

1. Определение расчетной температуры воды, выходящей из отопительного прибора (для однотрубной системы) по формуле (7.24).

2. Вычисление расхода воды в приборе (для двухтрубной системы) применительно к формуле (8.2).

3. Расчет действительной плотности теплового потока отопительного прибора по формуле (4.24).

4. Расчет теплоотдачи греющих труб в помещении по формуле (4.29).

5. Определение требуемой теплоотдачи отопительного прибора по формуле (4.27).

6. Определение расчетной площади нагревательной поверхности отопительного прибора по формуле (4.26).

7. Выбор марки принятого типа отопительного прибора путем сравнения расчетной площади с площадью в номенклатурном ряде марок приборов, выпускаемых промышленностью, с учетом допустимой погрешности (в радиаторной системе расчет числа секций по формуле (4.30)).

8. Уточнение температуры воды, выходящей из отопительного прибора однотрубного стояка (ветви), в зависимости от значения принятой площади по формуле (4.36).

9. Повторение расчетов по пп. 3...7.

10. Переход к расчету следующего этажестояка или отрезка ветви (по ходу движения теплоносителя для однотрубной системы), начиная с п. 1 в однотрубной и с п. 2 в двухтрубной системе отопления.

11. Вывод на печать результатов расчета.

Расчет отопительных приборов в системе парового отопления проводят по пп. 3...7, 10, 11. При этом вычисление действительной плотности теплового потока прибора ведут по формуле (4.23). В исходные данные включают в качестве параметра теплоносителя расчетное начальное давление или соответствующую ему температуру пара в системе.

При выводе на печать итогов расчета помимо выбранной марки отопительного прибора (числа секций радиатора) для каждого этажестояка могут дополнительно приводиться данные, необходимые для составления проектно-сметной документации (например, масса приборов и труб, суммарное количество приборов по отдельным маркам и т.д.). Для этого в программе должны быть предусмотрены соответствующие формулы и циклы.

§ 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, см. § 5.4).

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 однотрубных 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.

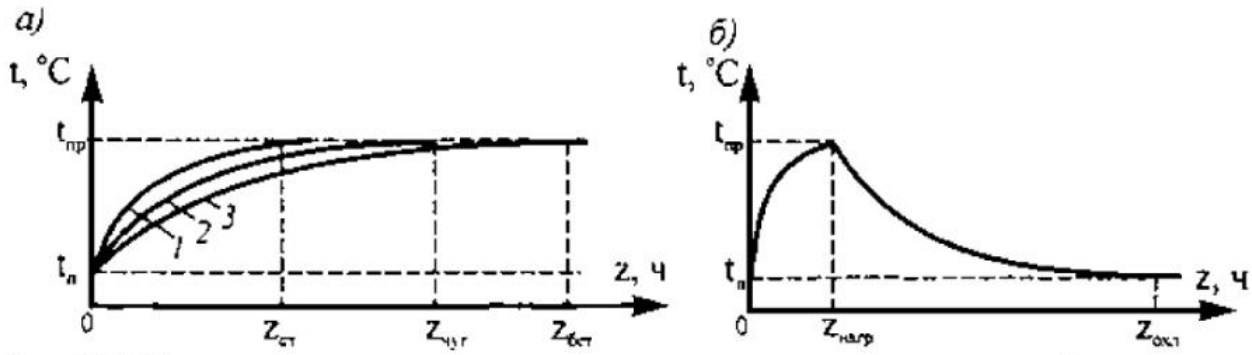

Рис. 4.18. Процессы изменения температуры поверхности отопительных приборов: *а* - при нагревании различных по массе приборов; *б* - при нагревании и охлаждении чугунного радиатора в системе водяного отопления; *1* - для стального конвектора ($z_{ст}$ - период времени изменения температуры от $t_п$ до $t_{пр}$<.sub>); *2* - для чугунного радиатора (zr); *3* - для бетонного радиатора (zбет)

При индивидуальном количественном регулировании теплопередача прибора изменяется постепенно - прибор обладает тепловой инерцией (рис. 4.18), причем охлаждается прибор медленнее, чем нагревается ($z_{охл}$>$z_{нагр}$ на рис. 4.18, *б).* 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 приборов.

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?

ГЛАВА 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 подводок, имеют горизонтальные **ветви** (рис. 5.2).

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.

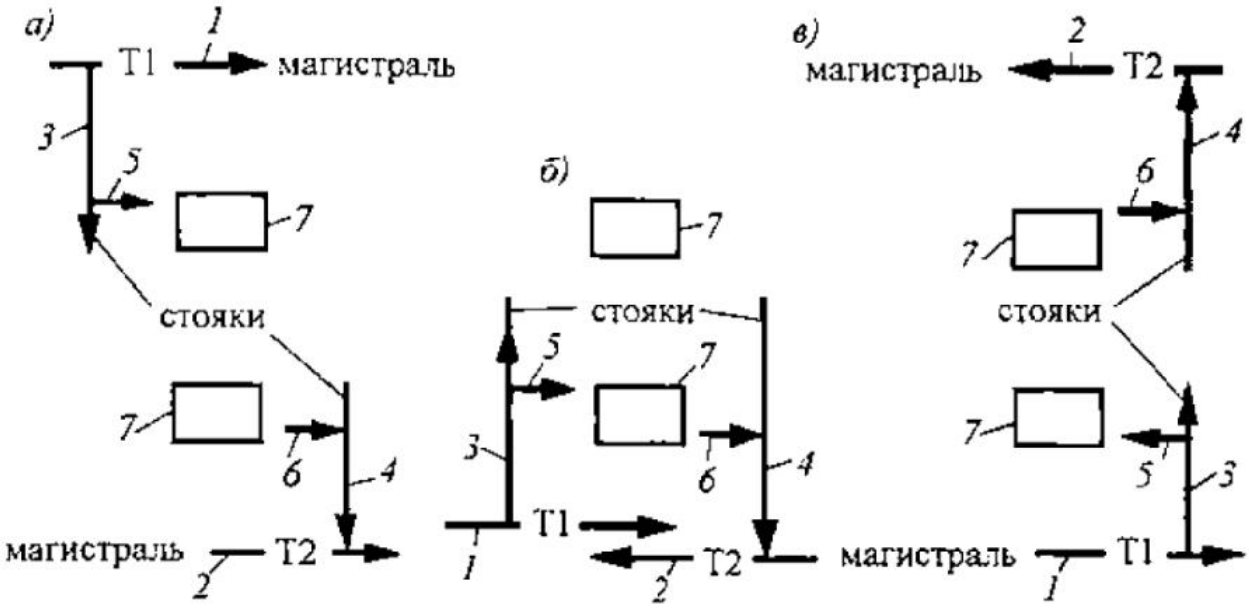

Рис. 5.1. Теплопроводы вертикальных систем центрального отопления: *а* - с верхней разводкой подающей магистрали; *б* - с нижней разводкой обеих магистралей; *в* - с "опрокинутой" циркуляцией; *1* и *2* - подающие (Т1) и обратные (Т2) магистрали; *3* и *4* - подающие и обратные стояки; *5* и *6* - подающие и обратные подводки; *7* -отопительные приборы (стрелками показано направление движения теплоносителя)

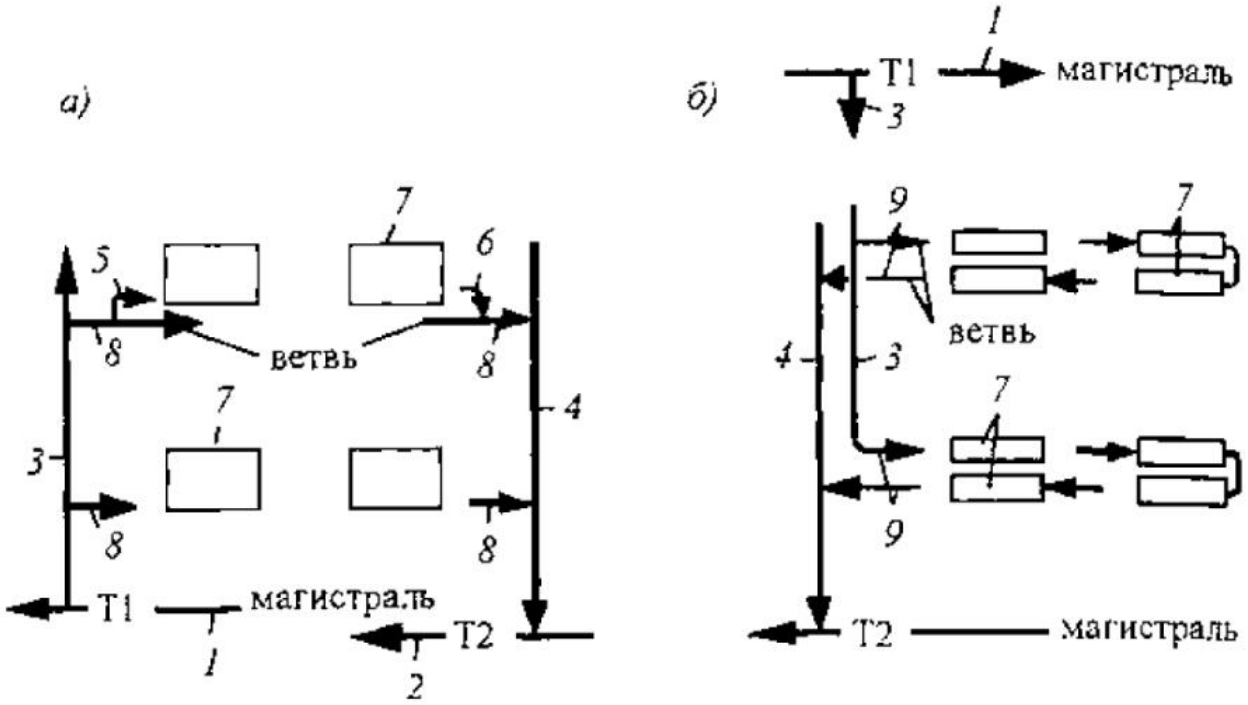

Рис. 5.2. Теплопроводы горизонтальных систем центрального отопления: *а* - с нижней разводкой обеих магистралей; *б* - с верхней разводкой подающей магистрали; *1* и *2* - подающие (Т1) и обратные (Т2) магистрали; *3* и *4* - подающие и обратные стояки; *5* и *6* - подающие и обратные подводки; *7* - отопительные приборы; *8* - однотрубные ветви; *9* - бифилярные ветви (стрелками показано направление движения теплоносителя)

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 изготовляют 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 не оцинкованные (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 водо-газопроводной 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 76×2,8 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 (§ 18.1), 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 (§ 5.5). Этого 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 (см. § 4.7).

По технологическим, гигиеническим или архитектурно-планировочным требованиям прокладка труб может быть **скрытой.** Магистрали переносят в технические помещения (подвальные, чердачные и т.п.), стояки и подводки к отопительным приборам размещают в специально предусмотренных шахтах и бороздах (штробах) в строительных конструкциях или встраивают (замоноличивают) в них. При этом в местах расположения разборных соединений и арматуры устраивают лючки. Теплоотдача в помещение 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 Δ1, м, определяется по формуле

$$\Delta l = \alpha(t_т - t_н)l, \qquad (5.1)$$

где α - коэффициент линейного расширения материала трубы (для мягкой стали при температуре до 150 °С близок к $1{,}2\cdot10^{-5}$ 1/°С); t,. - температура теплопровода, близкая к температуре теплоносителя, °С (при расчетах учитывают наивысшую температуру); $t_н$ - температура окружающего воздуха в период производства монтажных работ, °С; 1 - 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 $t_н$=5 °С, то формула (5.1) для стальной трубы (приращение длины Δ1, мм) может быть представлена в виде

$$\Delta l = 1{,}2\cdot10^{-2}(t_т - 5)l, \qquad (5.2)$$

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 подводок, 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 подводок, так как утки осложняют заготовку и монтаж труб, увеличивают гидравлическое сопротивление подводок.

Для унификации деталей подводок и стояков часто используют односторонние горизонтальные подводки постоянной длины (например, 370 мм) независимо от ширины простенка в здании. При этом стояк однотрубной 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 подводок допустимо смещать от вертикальной оси оконных проемов по направлению к стояку (рис. 5.3).

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 подводок (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.

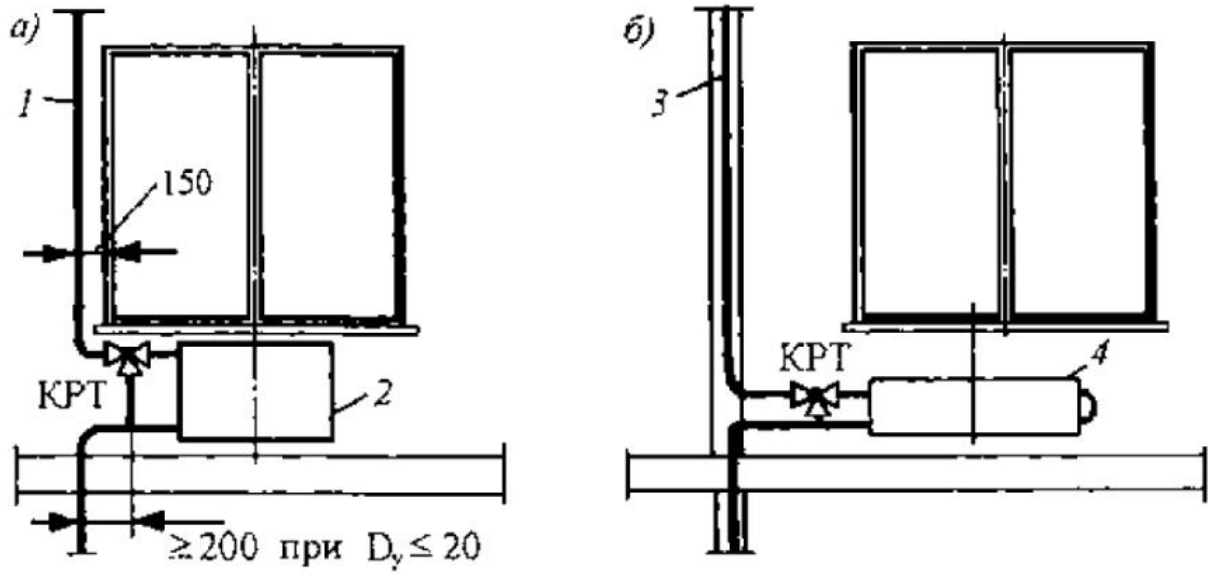

Рис. 5.3. Этажестояки вертикальной однотрубной системы водяного отопления с трехходовыми кранами у приборов: *а* - с приоконным размещением стояка и радиатором (вертикальные оси окна и радиатора совпадают); *б* - с замоноличенным стояком и конвектором (конвектор смещен к стояку от вертикальной оси окна); *1* - приоконный стояк; *2* - радиатор; *3* - замоноличенный стояк; *4* - конвектор

В вертикальных системах отопления подводки к приборам в большинстве случаев выполняют напрямую, однако в высоких зданиях делают специальный изгиб подводок 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 подводок 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 подводок 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 $D_y < 32$ 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 подводок 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, г).*

В зданиях, имеющих более семи этажей, таких изгибов труб недостаточно, и для компенсации удлинения средней части стояков применяют дополнительные изгибы с относом 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.

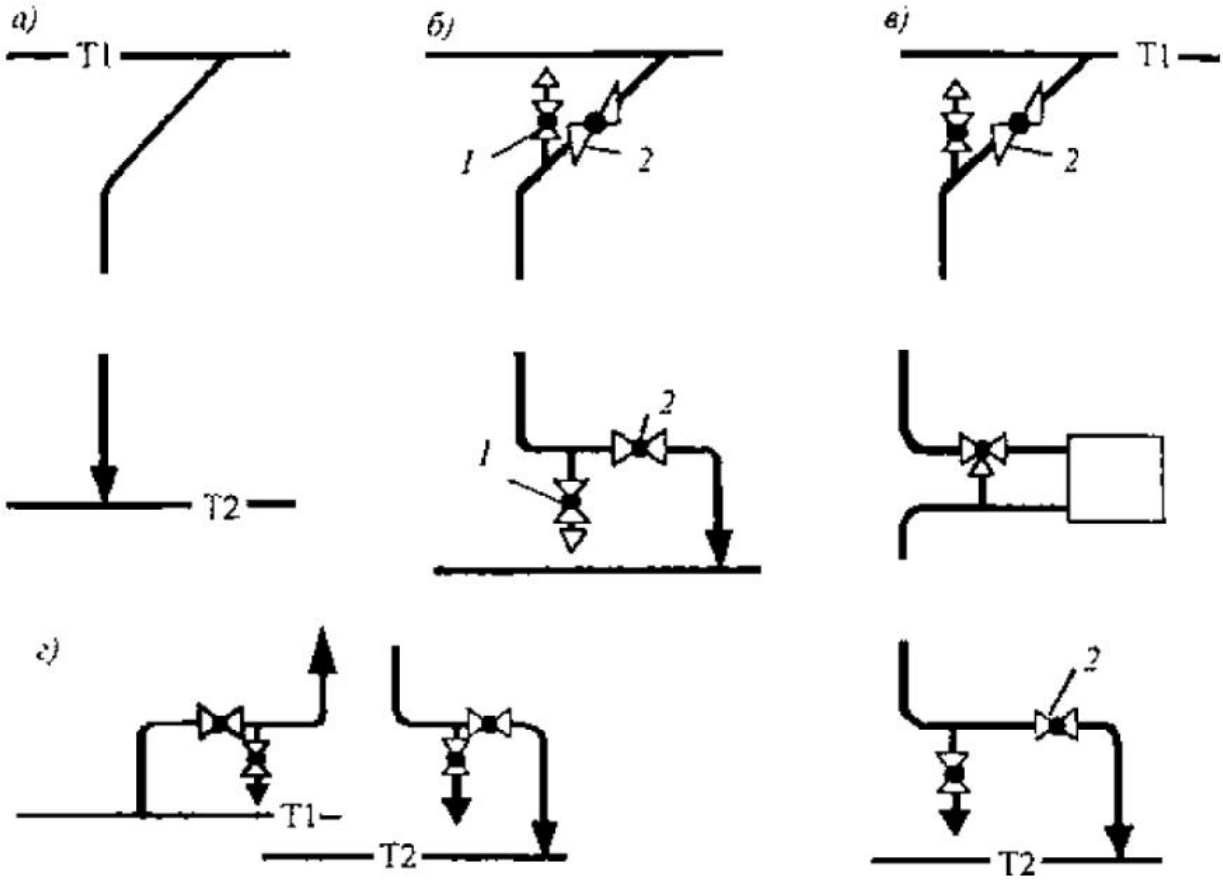

Рис. 5.4. Схемы присоединения стояков к магистралям систем водяного отопления зданий различной этажности: *а* - двух-трехэтажных; *б* - четырех-семиэтажных при верхней разводке; *г* - то же при нижней разводке; *в* - восьмиэтажных и более высоких; *1* - спускной кран (проходной или шаровой, внизу - со штуцером для подключения водоотводящего шланга); *2* - запорный (проходной или шаровой) кран

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 теплоподачи отдельно для каждой стороны здания - так называемое "пофасадное" регулирование (рис. 5.5, *б).*

Магистрали систем отопления гражданских зданий и вспомогательных зданий промышленных предприятий размещают, как правило, в чердачных и технических помещениях. В чердачных помещениях магистрали 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 магистрали 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.

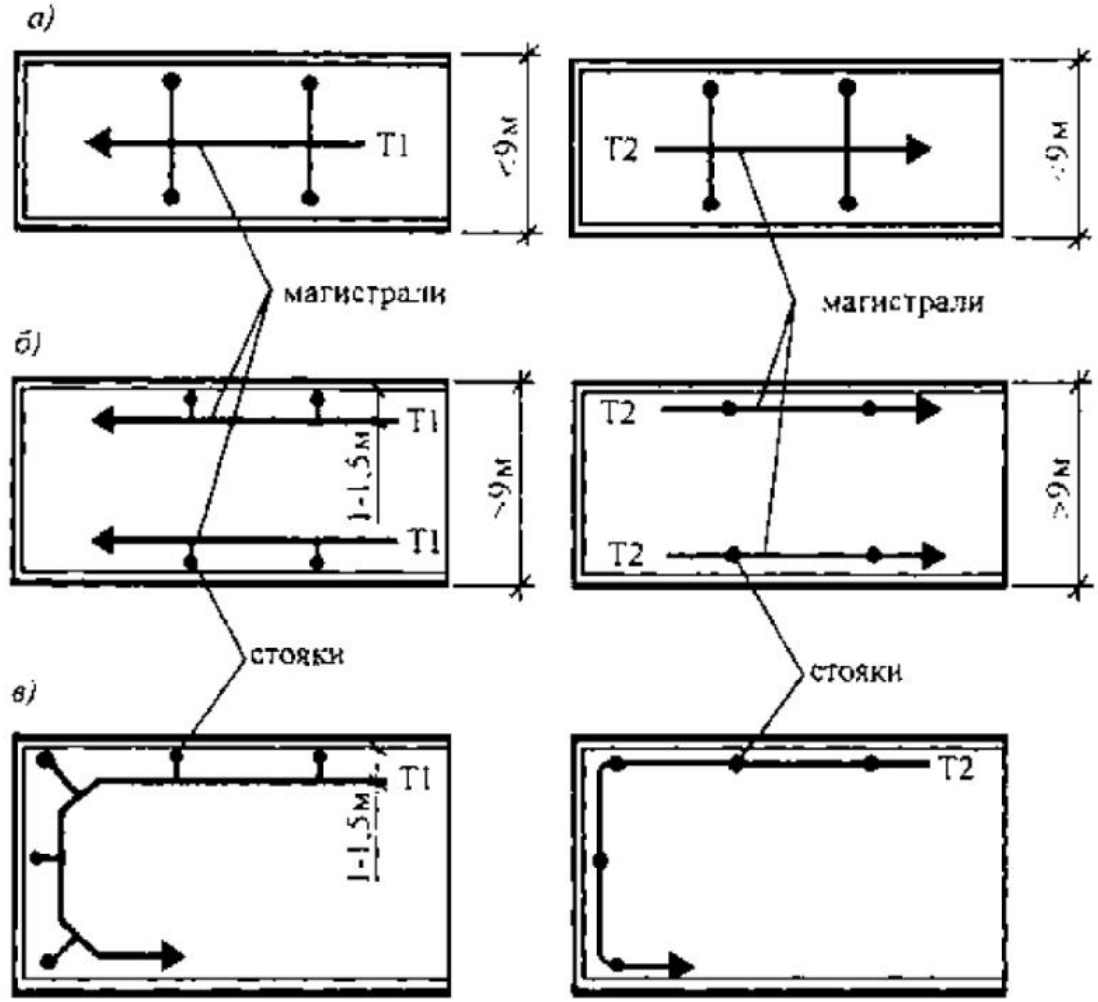

Рис. 5.5. Размещение магистралей систем отопления в чердачных (слева), подвальных и технических (справа) помещениях зданий: а - в зданиях шириной ≤9 м; б - в зданиях шириной >9 м при тупиковом движении теплоносителя в магистралях; в -то же при попутном движении

В гражданских зданиях повышенной этажности, особенно в высотных, магистрали 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 магистрали 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 пре-

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

Магистрали 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_y>50 мм, как и ветвей горизонтальных систем, допустима при скорости движения воды более 0,25 м/с (для уноса скоплений воздуха).

Магистрали 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.

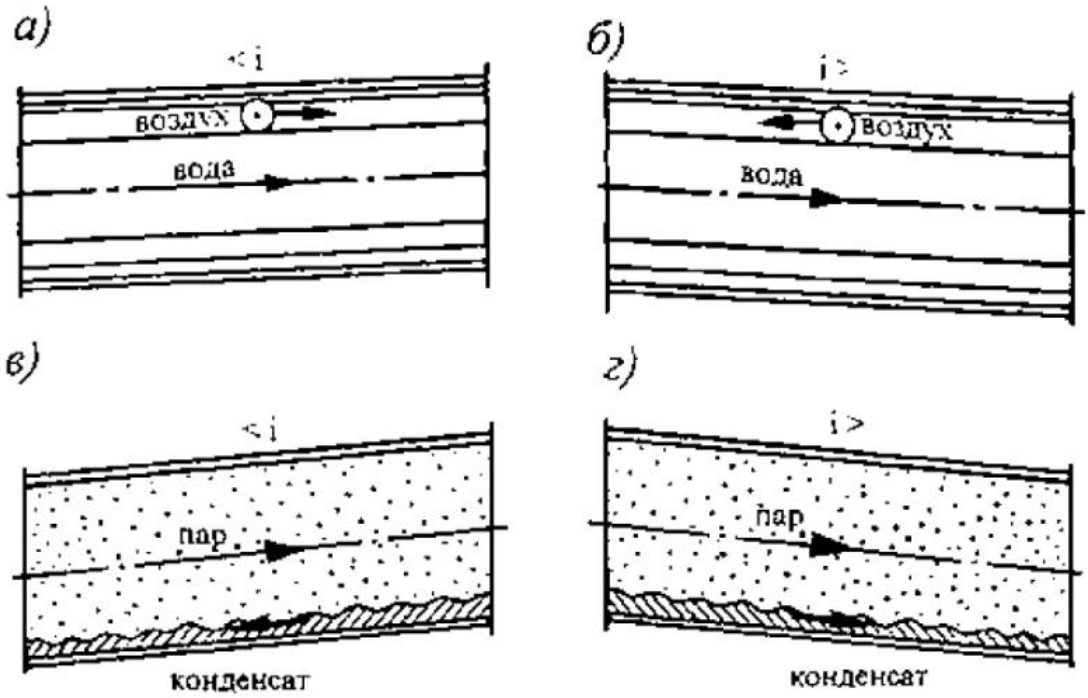

Рис. 5.6. Направление движения теплоносителя и уклона труб в системах отопления: *а* и *б* - рекомендуемые и допустимые для водяных магистралей верхней разводки; *г* и *в* - рекомендуемые и допустимые для паропроводов

Нижние магистрали 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 (см. схемы 1 и 3 на рис. 4.17).

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.

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 именуются **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.

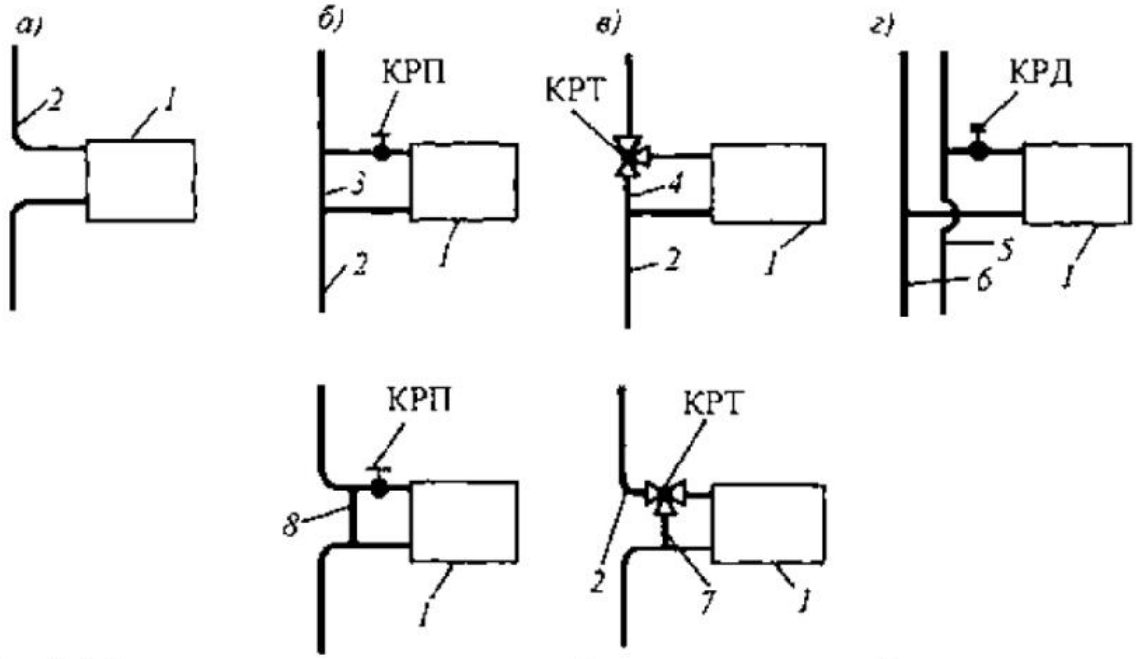

Рис. 5.7. Одностороннее присоединение труб к отопительным приборам вертикальных систем отопления: а, б, в - однотрубная система; г - двухтрубная система; 1 - отопительные приборы; 2 - однотрубные стояки; 3 - осевой замыкающий участок; 4 -осевой обходной участок; 5 и 6 - подающая и обратные трубы двухтрубного стояка; 7 - смещенный обходной участок; 8 - смещенный замыкающий участок

Приборные узлы третьего типа (рис. 5.7, *в) с* **трехгодовыми** регулирующими 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, *г*). 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 подводок (1 = const, рис, 5.8, *а, б*) и короткие подводки (1<500 мм) выполнять горизонтальными (без уклона). Подобная унифи-

кация 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.

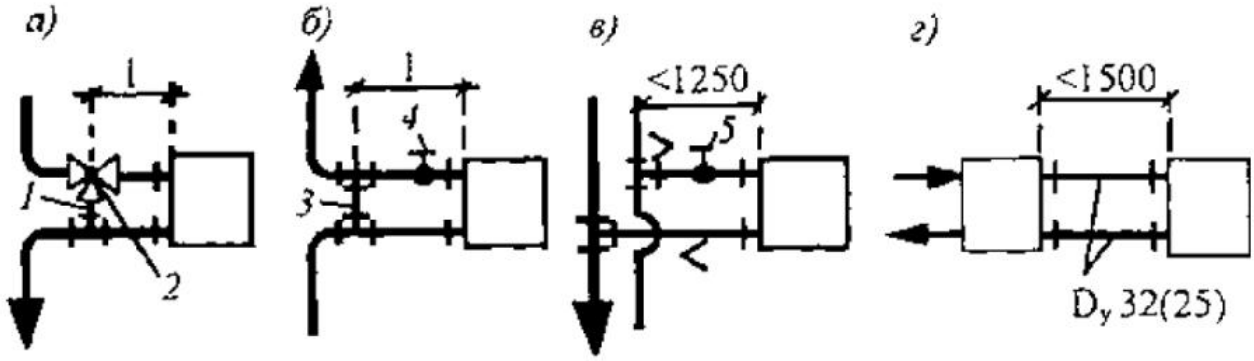

Рис. 5.8. Унифицированное присоединение труб к отопительным приборам вертикальных систем отопления: *а, б* - однотрубная система; *в* - двухтрубная система; *г* - в "сцепке" двух приборов; *1* - смещенный обходной участок; *2* - кран типа КРТ; *3* - смещенный замыкающий участок; *4* - кран типа КРП; *5* - кран типа КРД

При двухтрубных стояках рациональна длина подводок 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 подводок 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, *г*) 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).

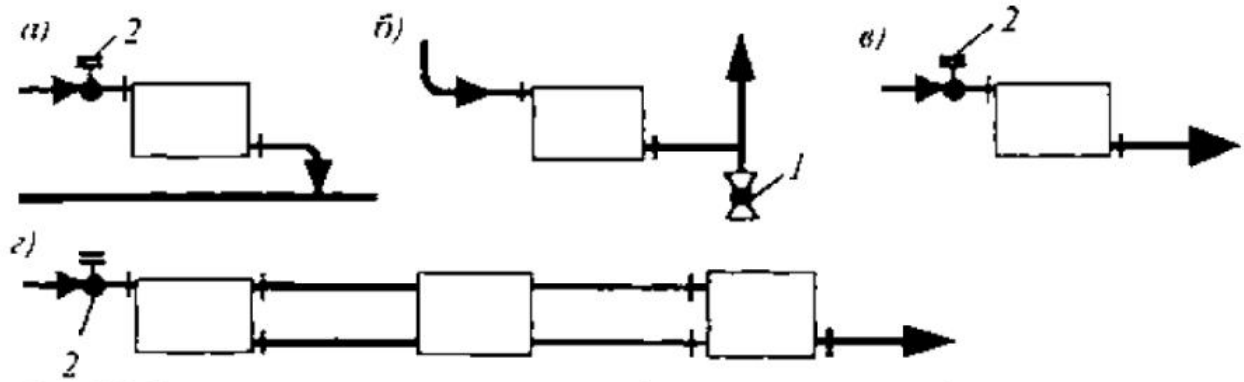

Рис. 5.9. Разностороннее присоединение труб к отопительным приборам при движении теплоносителя в приборах сверху вниз: *а* и *б* - *в* обратную магистраль под прибором и над прибором; *в* - для прибора значительной длины; *г* - при соединении нескольких приборов; *1* - кран для спуска воды; *2* - регулировочный кран

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 подводки при вынужденной установке крупного прибора (рис. 5.9, *в)* или для соединения нескольких отопительных приборов (рис. 5.9, г).

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 нагревающихся 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.

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 1, 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 однотрубных и двухтрубных систем, наряду с этим - движение снизу-вниз в секционных радиаторах однотрубных 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).

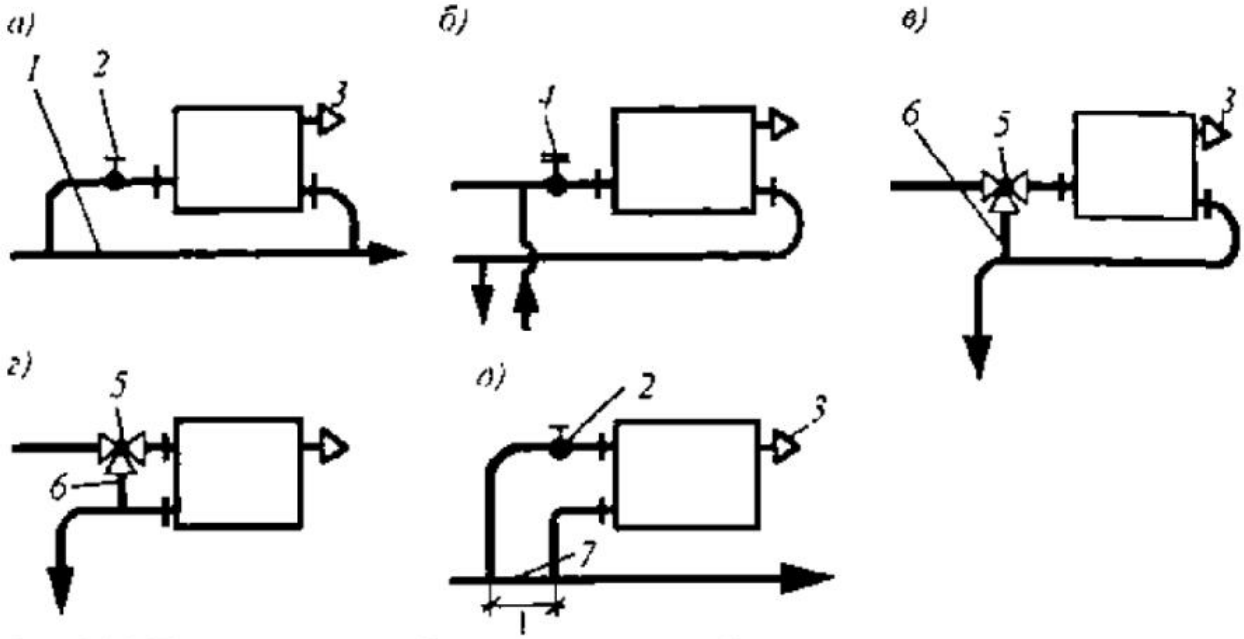

Рис. 5.10. Присоединение труб к отопительным приборам систем водяного отопления: *а* - к горизонтальной однотрубной с замыкающим участком ветви; *б* и *в* - к верхним приборам в стояках с нижнем расположением обеих магистралей (с нижней разводкой) соответственно двухтрубном и однотрубном проточно-регулируемом; *г* и *д* - при деаэрированной воде соответственно в однотрубном проточно-регулируемом стояке (верхние приборы) и горизонтальной однотрубной с замыкающими участками ветви; *1* - осевой замыкающий участок; *2* - кран типа КРП; *3* - воздушный кран; *4* - кран типа КРД; *5* - кран типа КРТ; *6* - смещенный обходной участок; *7* - редуцирующая вставка

§ 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_y<40 мм), фланцевую арматуру (с фланцами на концах) - на трубах большого диаметра (при D_y>50 мм).

Арматура на подводках к приборам систем **водяного** отопления, как известно (см. § 4.9), различна. В двухтрубных стояках применяют краны, обладающие повышенным гидравлическим сопротивлением, в однотрубных 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 полой 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 (шиберный, рис. 5.11). 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.

Краны повышенного гидравлического сопротивления типа "Термис" (рис. 5.12) с восемью возможными положениями клапана для монтажной регулировки не имеют недостатков кранов с полой 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 *1* 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.

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 (рис. 5.13) 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.

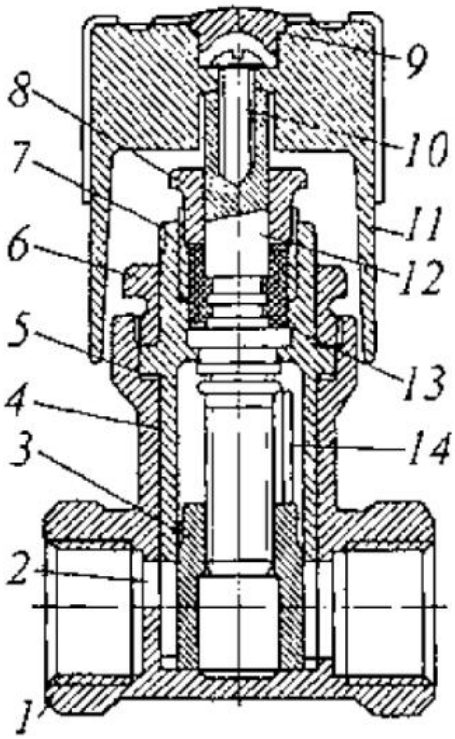

Рис. 5.11. Кран двойной регулировки шиберный типа КРДШ: *1* - корпус; *2* - регулировочное окно; *3* - шибер; *4* - поворотная втулка; *5* - прокладка; *6* - закрепительная гайка; *7* - установочная риска на втулке; *8* - гайка сальника; *9* - крышка; *10* - винт; *11* - ручка; *12* - резьбовой шпиндель; *13* - сальниковое уплотнение; *14* - паз во втулке

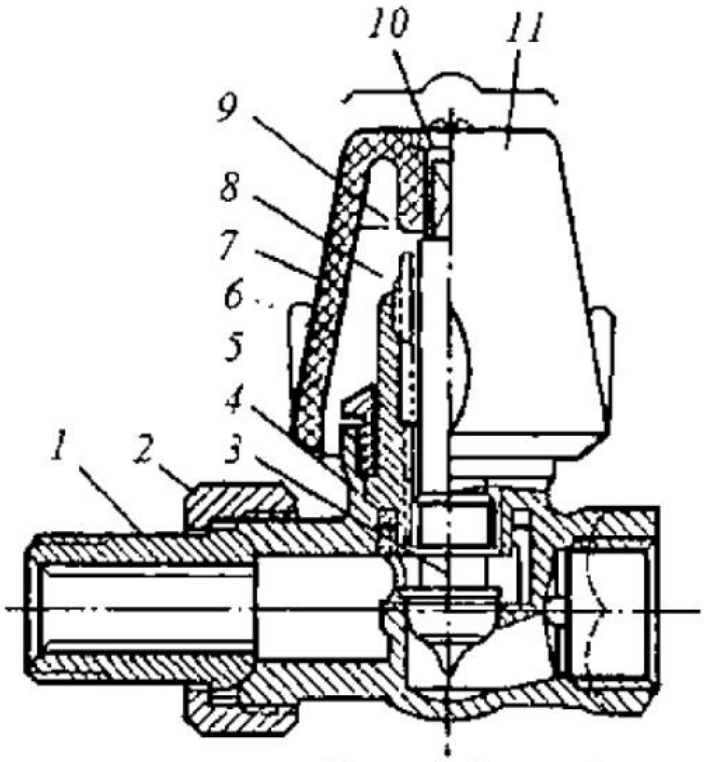

Рис. 5.12. Кран двойной регулировки типа "Термис": *1* - патрубок с наружной резьбой; *2* - соединительная гайка; *3* - клапан; *4* - корпус; *5* - гайка крышки; *6* - сальниковая набивка; *7* - крышка; *8* - гайка уплотнителя шпинделя; *9* - шпиндель; *10* - винт; *11* - маховик

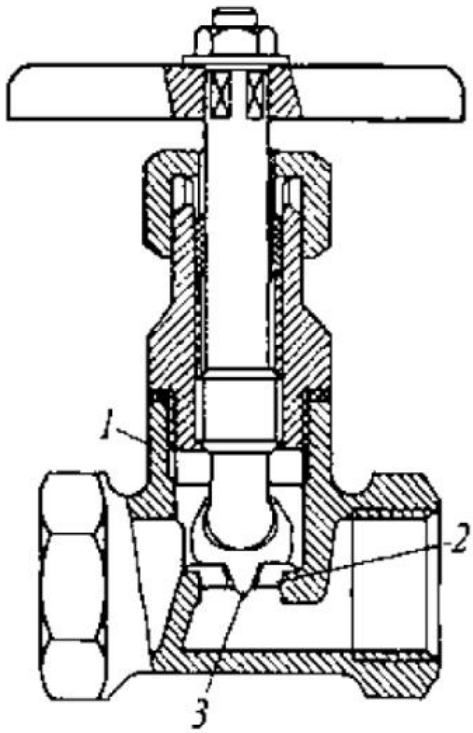

Рис. 5.13. Кран регулирующий с дросселирующим устройством: *1* - сборка корпуса муфтового запорного вентиля с крышкой, шпинделем, накидной гайкой и рукояткой; *2* - калиброванная диафрагма; *3* - запорно-регулирующий клапан

У приборов однотрубных систем водяного отопления устанавливают два вида кранов - краны типов КРП и КРТ. Если приборные узлы делаются с постоянно проточными замыкающими участками (см. рис. 5.7, б), 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 (см. рис. 5.11), 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 (см. рис. 5.7, *в*), предназначенными для частичного или полного выключения отопительных приборов, то применяются трехходовые краны типа КРТ. Краны типа КРТП (рис. 5.14) 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 перемонтированы 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. 5.15 представлена схема действия трехходового крана при движении воды по однотрубному 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 однотрубной 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°. Положение заслонки в корпусе в эксплуатационных условиях соответствует положению дуговой стрелки, нанесенной на крышку крана.

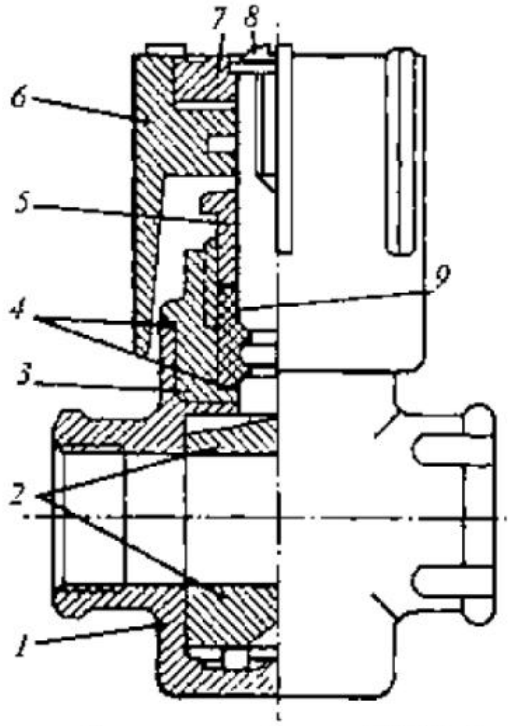

Рис. 5.14. Кран регулирующий трехходовой типа КРТП: *1* - корпус; *2* - заслонка; *3* - крышка; *4* - прокладки; *5* - гайка сальника; *6* - рукоятка; *7*- крышка-указатель; *8* - винт с шайбой; *9* - сальниковое уплотнение

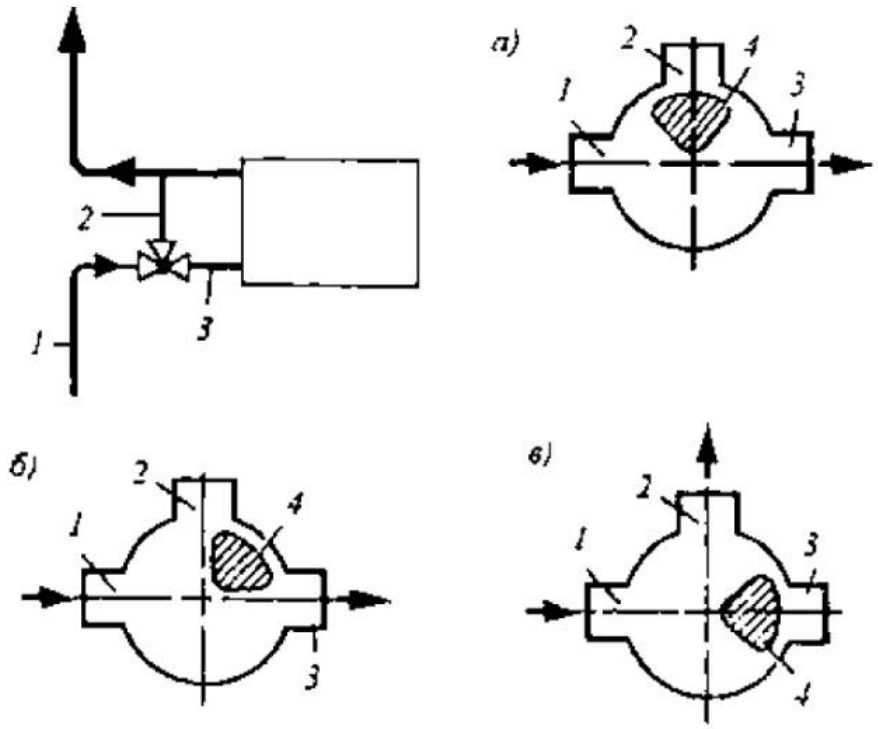

Рис. 5.15. Регулирование расхода воды в отопительном приборе трехходовым краном: *а* - вода из однотрубного стояка полностью протекает в прибор через подводку (заслонка в кране закрывает обходной участок); *б* - вода частично затекает в прибор; *в* - вода обходит прибор (заслонка закрывает подводку), протекает полностью в обходной участок и далее в стояк; *1* - однотрубный стояк; *2* - обходной участок; *3* - подводка; *4* - заслонка

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 (рис. 5.17). 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.

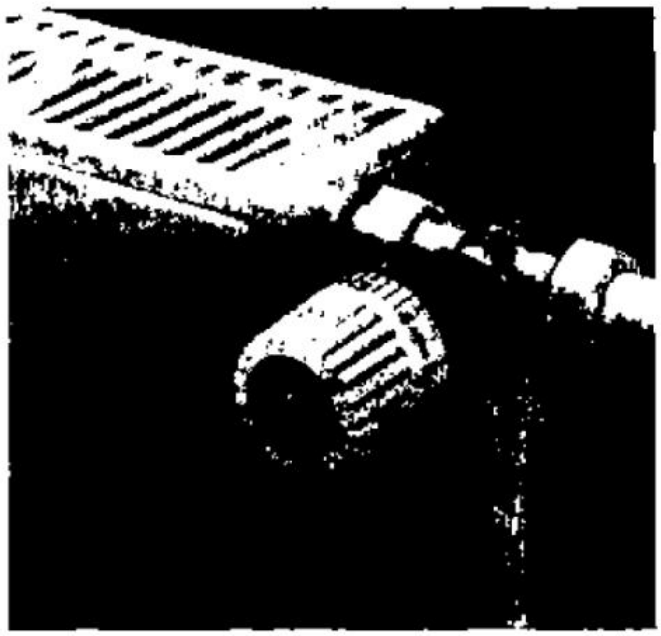

Рис. 5.16. Термоклапан с автоматическим регулированием

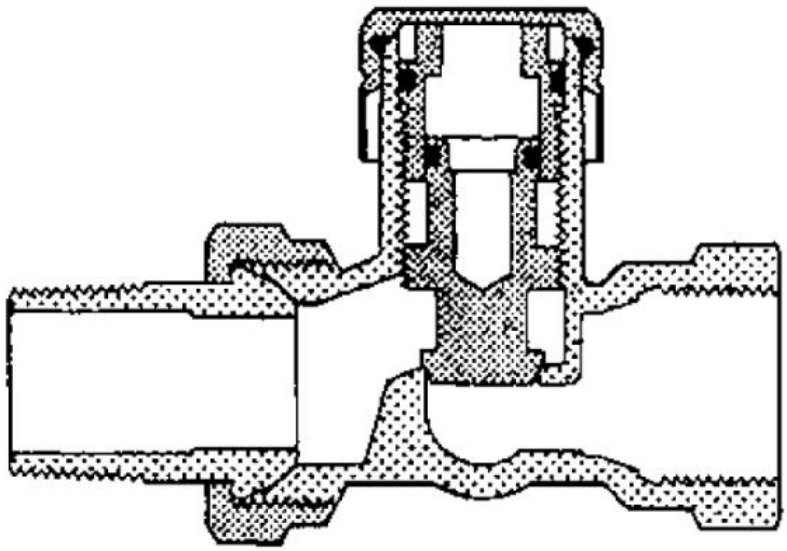

Рис. 5.17. Запорно - регулирующий кран, устанавливаемый на обратной подводке отопительного прибора

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 (см. рис. 5.4). Следует отметить, что за последнее время шаровые краны (рис. 5.18) 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 вентилей с наклонным шпинделем ("косых" вентилей), создающих меньшие гидравлические потери давления и шум по сравнению с "прямыми" вентилями.

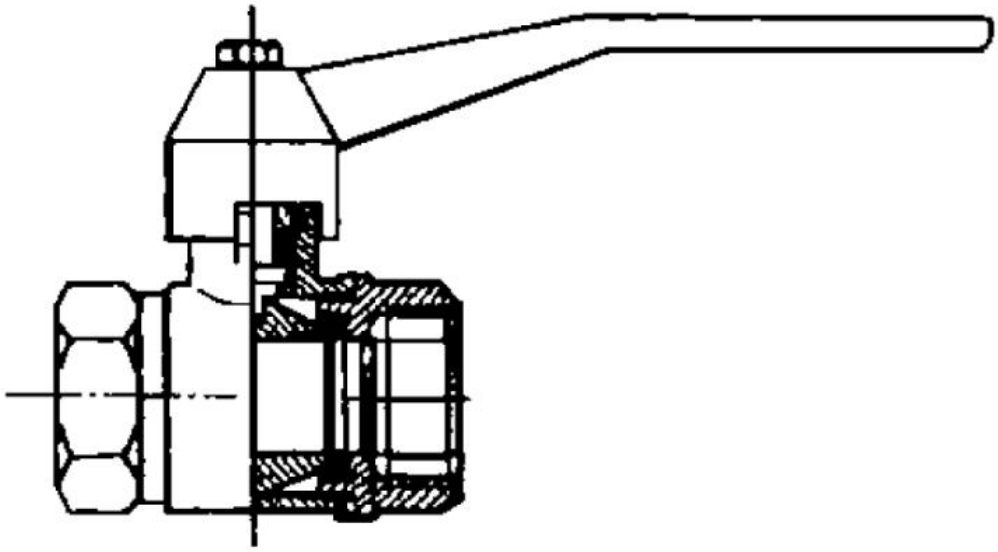

Рис. 5.18. Шаровой кран

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, см. рис.5.4).

При паровом отоплении иногда (при значительной протяженности систем) на конденсатных трубах удаленных стояков предусматривают установку спускных вентилей 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 (рис. 5.19) на трубах крупного калибра (D_y>50 мм). В пониженных местах на магистралях устанавливают спускные краны, в повышенных местах водяных магистралей - воздушные краны или воздухосборники.

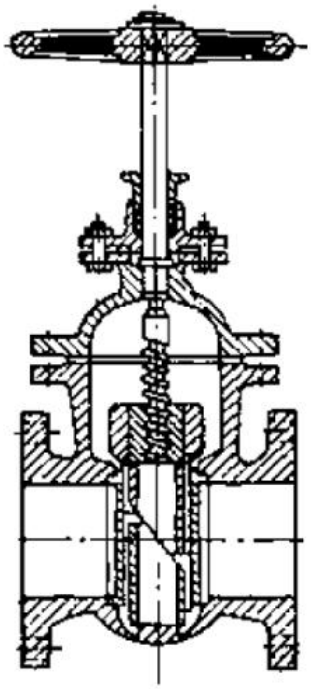

Рис. 5.19. Фланцевая параллельная задвижка

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. 5.20). Так поступают во избежание утечки воды через неисправные спускные краны стояков (ветвей) при действии системы.

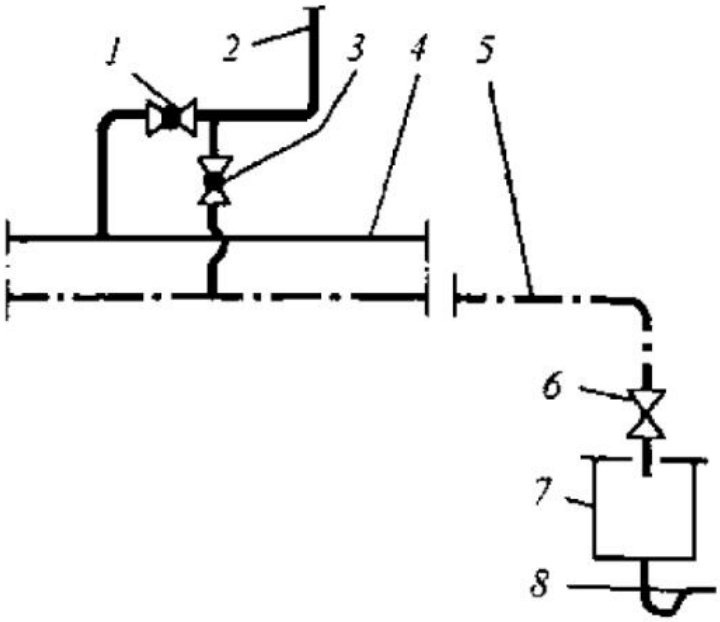

Рис. 5.20. Схема дренажа стояков систем водяного отопления: *1* - запорный кран; *2* - стояк; *3* - спускной кран; *4* - магистраль; *5* - дренажная линия; *6* - общий запорный вентиль; *7* - открытый перепускной бачок; *8* - выпуск через сифон в водосток

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 (рис, 5.21). Насос находится в резерве при открытых кранах (задвижках), и обратный клапан предотвращает обратное движение воды через него к всасывающему патрубку работающего насоса (см. рис. 3.13). 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 ка-

ким-либо причинам может возникнуть нежелательный противоток теплоносителя (например, на подпиточной линии или подмешивающей перемычке, см. рис. 3.2-3.5).

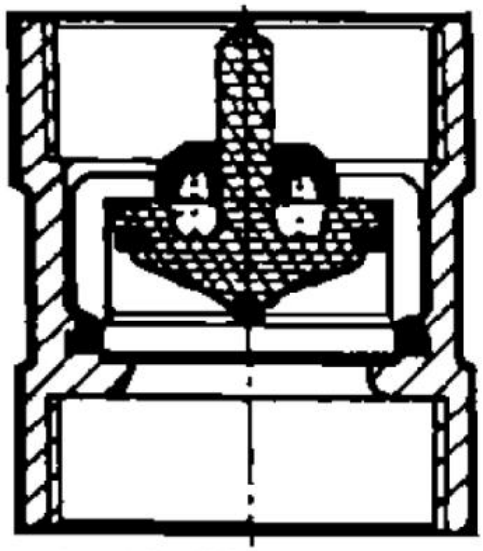

Рис. 5.21. Обратный клапан

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 (см. § 7.2).

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 ρ_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 ρ_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

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

где ρ_a - растворимость газа в воде при атмосферном давлении, г/т; ρ_a и ρ_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 восьмиэтажного здания (высота системы 23 м) наибольшая растворимость воздуха в воде при температуре 95 °С составит по формуле (5.3)

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

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 м^3 воды воздух, выделяющийся при нагревании воды из водопровода от $t_{хол}$=5 °С (растворимость кислорода воздуха соответственно $\rho_{a\,хол}$ =33 г/т) до $t_г$=95 °С ($\rho_{a,гор}$=3 г/т, плотность воздуха при этом $\rho_г$=1,29 кг/м^3), будет иметь объем

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

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

$$3Fe(OH)_2 \Leftrightarrow Fe_3O_4 + 2H_2O + H_2. \qquad (5.4)$$

При коррозии, например, 1 $см^3$ 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 $см^3$ 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 газоводяная 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, Н, действующая на пузырек, направлена вверх

$$P = V (\gamma_{вод} - \gamma_{возд}), \qquad (5.5)$$

где V - объем пузырька, $м^3$; $\gamma_{вод}$ и $\gamma_{возд}$ - удельный вес, $Н/м^3$, 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, Н:

$$R = c_x (\pi d^2 / 4)(\gamma_{вод} (w - v)^2 / 2), \qquad (5.6)$$

где c_x - коэффициент сопротивления, $с^2/м$.

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 магистралям придают определенный уклон в желательном направлении (см. § 5.2) и устанавливают проточные воздухосборники (рис. 5.22) -вертикальные или горизонтальные.

Минимально необходимый внутренний диаметр, $d_в$, мм, воздухосборника 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

$$d_в = 2G^{0,5}, \qquad (5.7)$$

где G - расход воды, кг/ч.

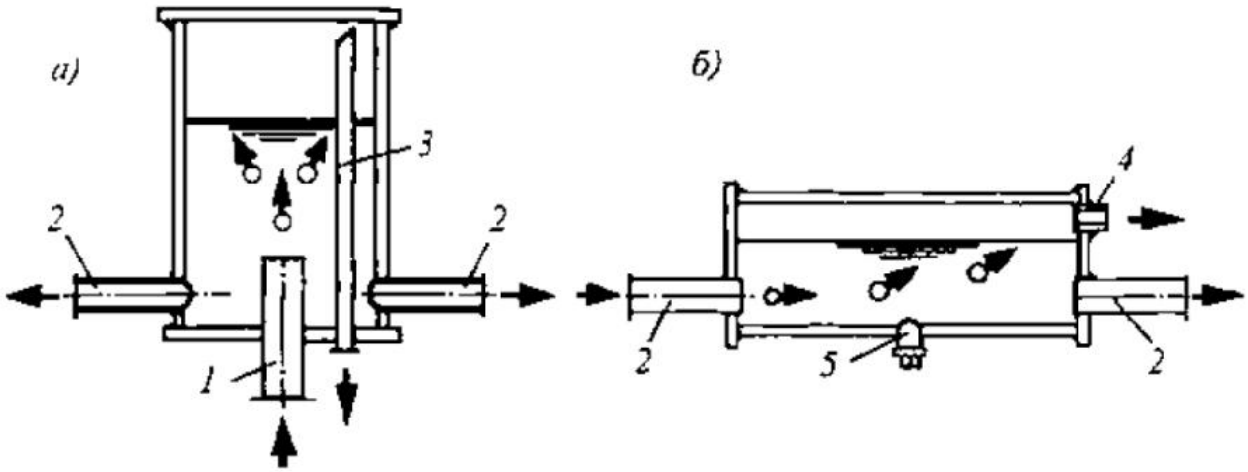

Рис. 5.22. Проточные воздухосборники: *а* - вертикальный на главном стояке; *б* - горизонтальный на верхней магистрали; *1* - главный стояк; *2* - магистрали; *3* - труба D_y15 (с краном) для выпуска воздуха; *4* - муфта D_y15 для воздуховыпускной трубы; *5* - муфта D_y15 с пробкой для удаления грязи

Выбранный диаметр воздухосборника должен превышать диаметр магистрали, по крайней мере, в два раза. Длину горизонтального воздухосборника делают в 2...2,5 раза больше его диаметра. Из воздухосборников газы удаляются в атмосферу периодически при помощи ручных спускных кранов или автоматических воздухоотводчиков (рис. 5.23).

В большинстве известных конструкций автоматических воздухоотводчиков поплавково-клапанного типа используется внутреннее гидростатическое давление для закрывания клапана (игольчатый затвор или прижимание золотника клапана к седлу воздушной трубки) и вес поплавка для его открывания.

На рис. 5.23, *в* показан воздухоотводчик с игольчатым 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 (как правило, игольчатого типа, рис. 5.24, *ж)* или автоматических кранов (рис. 5.24, *а, б, в)* или централизованно через специальные воздушные трубы (рис. 5.24, *г, д, е).*

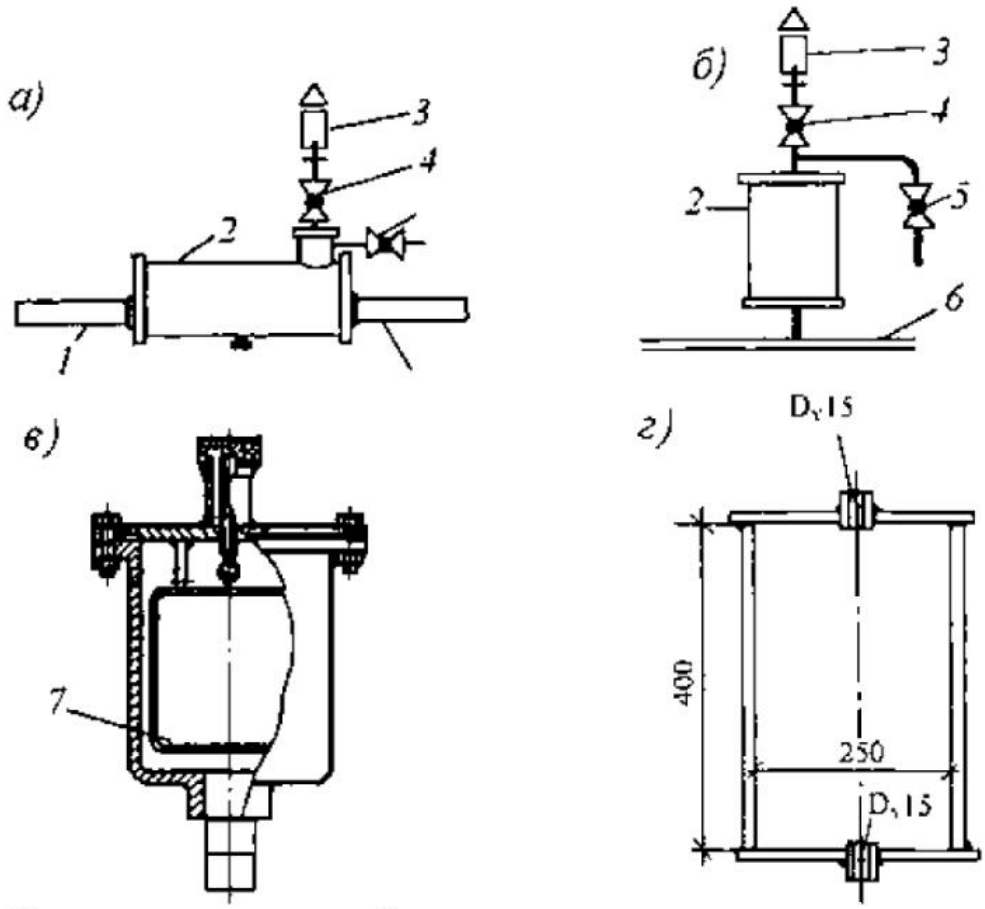

Рис. 5.23. Схемы установки воздухосборников и воздухоотводчиков: *а* - с горизонтальным проточным воздухосборником; *б* - с вертикальным непроточным воздухосборником; *в* - автоматический воздухоотводчик; *г* - непроточный воздухосборник; *1* - верхняя магистраль; *2* - воздухосборник; *3* - автоматический воздухоотводчик; *4* - запорный кран; *5* - ручной воздуховыпускной кран; б - воздушная линия; *7* - поплавок

При централизованном удалении газов воздушные трубы стояков соединяются горизонтальной воздушной линией (см. рис. 5.24, *г*) с петлей для устранения циркуляции воды в воздушной линии (см. рис. 5.24, *д*, *е).* Для периодического выпуска воздуха в воздушной петле помещают вертикальный воздухосборник со спускным краном (см. рис. 5.23, *б* и 5.24, *д).* Для непрерывного удаления воздуха воздушную петлю присоединяют к соединительной трубе открытого расширительного бака (см. рис. 5.24, *е).*

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 (см. рис. 5.24, *а*), конвекторы снабжают воздушными кранами на подводке (см. рис. 5.24, *в)* 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 однотрубных системах, и тогда возможно одностороннее - по унифицированной схеме - присоединение труб к отопительным приборам на верхнем этаже здания (см. рис. 5.24, *б),*

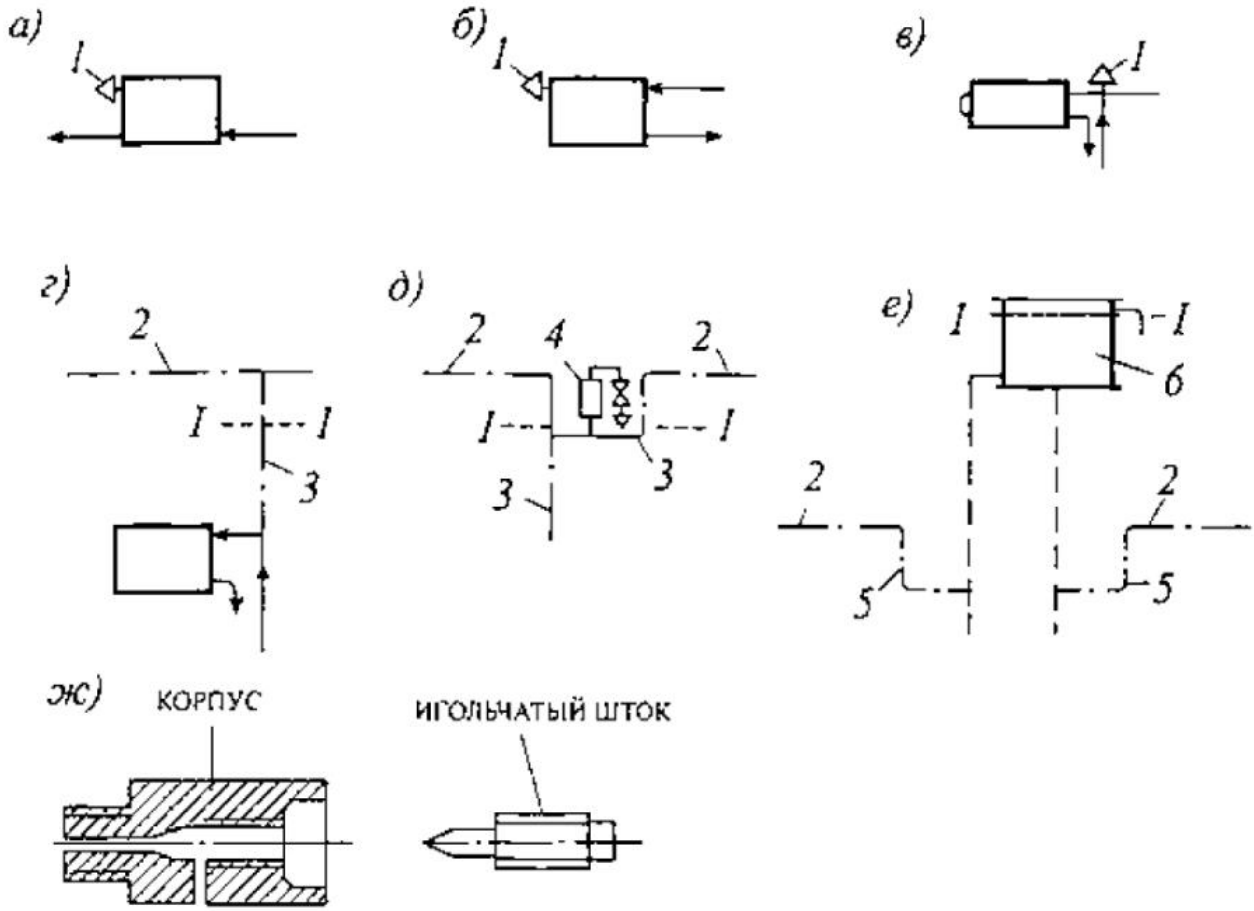

Рис. 5.24. Способы удаления воздуха из систем водяного отопления с нижней разводкой: *а, б* - через воздушный ручной или автоматический кран Д установленный в верхней пробке с отверстием (футорке) секционного или панельного радиатора; *в* - через кран У, установленный на верхней подводке к конвектору; *г, д* - через воздушные трубы 2 и 3 с петлей 5 и непроточный воздухосборник 4; *е* - через открытый расширительный бак б; *ж* - ручной воздушный кран с игольчатым штоком; I-I - верхний уровень воды в стояках и баке

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 (см. рис. 5.24, *а)* 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 по схеме, изображенной на рис. 5.24, *б,* способствующей повышению плотности теплового потока приборов.

В вертикальных однотрубных 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^3 к 5,7 Н/м^3, чем объясняется скопление воздуха над по-

верхностью 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 не отапливаемых 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 не отапливаемых 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^2/Вт для труб $D_y \leq 25$ мм и 1,22 °С·м^2/Вт для труб $D_y > 25$ мм.

Качество тепловой изоляции оценивается ее КПД

$$\eta_{из} = (Q_{тр} - Q_{из}) / Q_{тр}, \qquad (5.8)$$

выражающим отношение тепловой энергии, сэкономленной при наложении изоляции ($Q_{тр} - Q_{из}$), к теплопотерям неизолированной трубой $Q_{тр}$.

В современных конструкциях тепловой изоляции при использовании материалов теплопроводностью до 0,1 Вт/(м·°С) 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 °С не должна превышать 2000 Вт.

Для зданий различного назначения исходя из требования бесшумности или малошумности 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 °С.
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

ГЛАВА 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 (см. § 5.4), 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 магистралей) 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 **замыкающими** (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.

Замыкающие 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 замыкающих участков несущественно изменяют количество воды, затекающей в приборы. В большей степени увеличивается расход воды в приборах при использовании смещенных замыкающих 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 потребительском (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 замыкающими участками и проточно-регулируемыми - в многоэтажных зданиях, имеющих четыре-девять этажей и более.

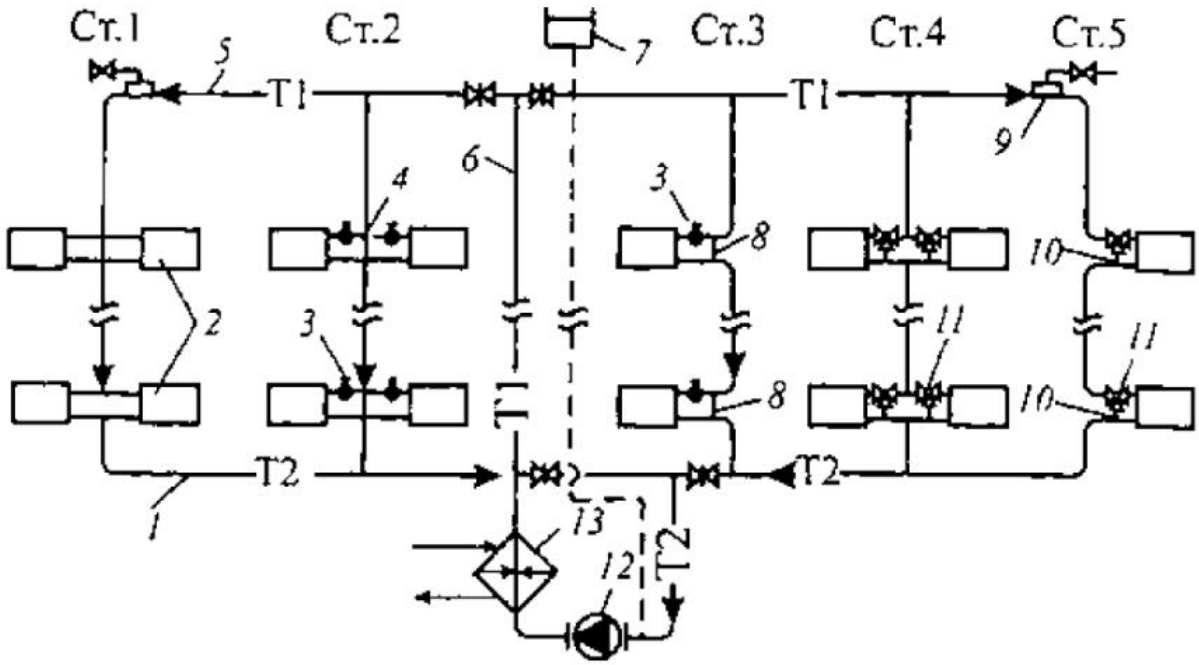

Рис. 6.1. Схема вертикальной однотрубной системы водяного отопления с верхней разводкой подающей магистрали: Ст.1 - проточный стояк; Ст.2 и Ст.3 - стояки соответственно с осевыми и смещенными замыкающими участками; Ст.4 и Ст.5 -проточно-регулируемые стояки; *1* - обратная магистраль (Т2); *2* - отопительные приборы; *3* - краны типа КРП; *4* - осевой замыкающий участок; *5* - подающая магистраль (Т1); *6* - главный стояк (Г.ст); *7* - открытый расширительный бак; *8* - смещенный замыкающий участок; *9* - проточный воздухосборник; *10* - обходной участок; *11* - краны типа КРТ; *12* - циркуляционный насос; *13* - теплообменник

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 замыкающими 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.

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.

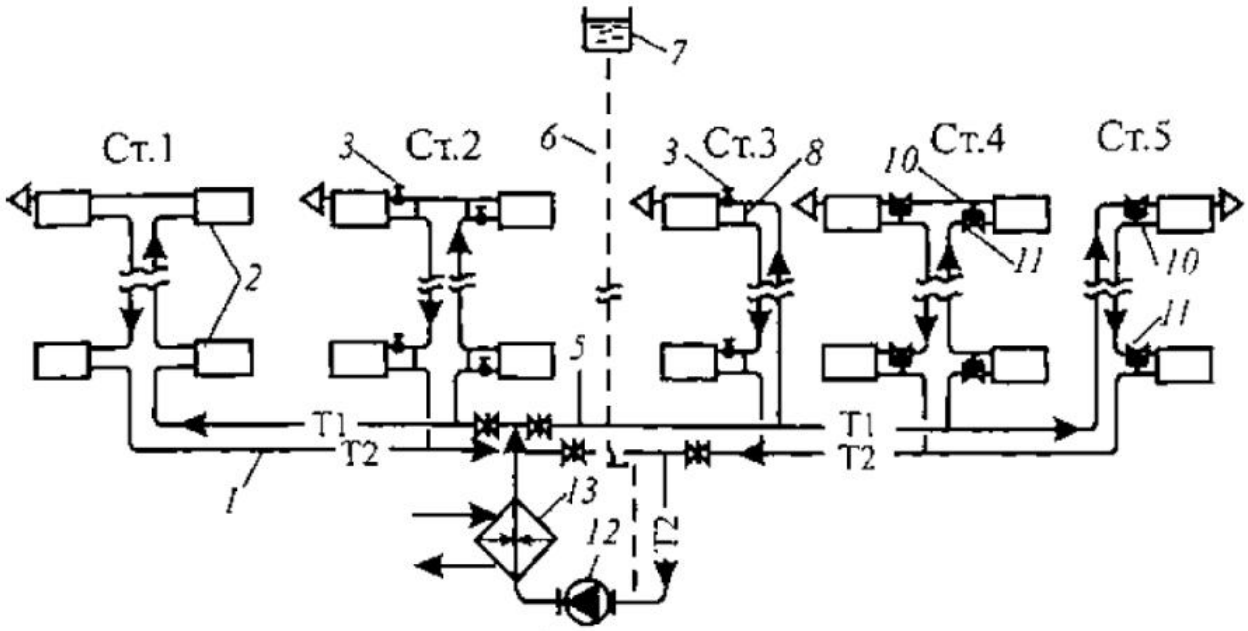

Рис. 6.2. Схема вертикальной однотрубной системы водяного отопления с нижней разводкой обеих магистралей и П-образными стояками: Ст.1 - проточный стояк; Ст. 2 и Ст.3 - стояки со смещенными замыкающими участками; Ст.4 и Ст.5 - проточно-регулируемые стояки; обозначения 1-13 - см. рис. 6.1

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).

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.

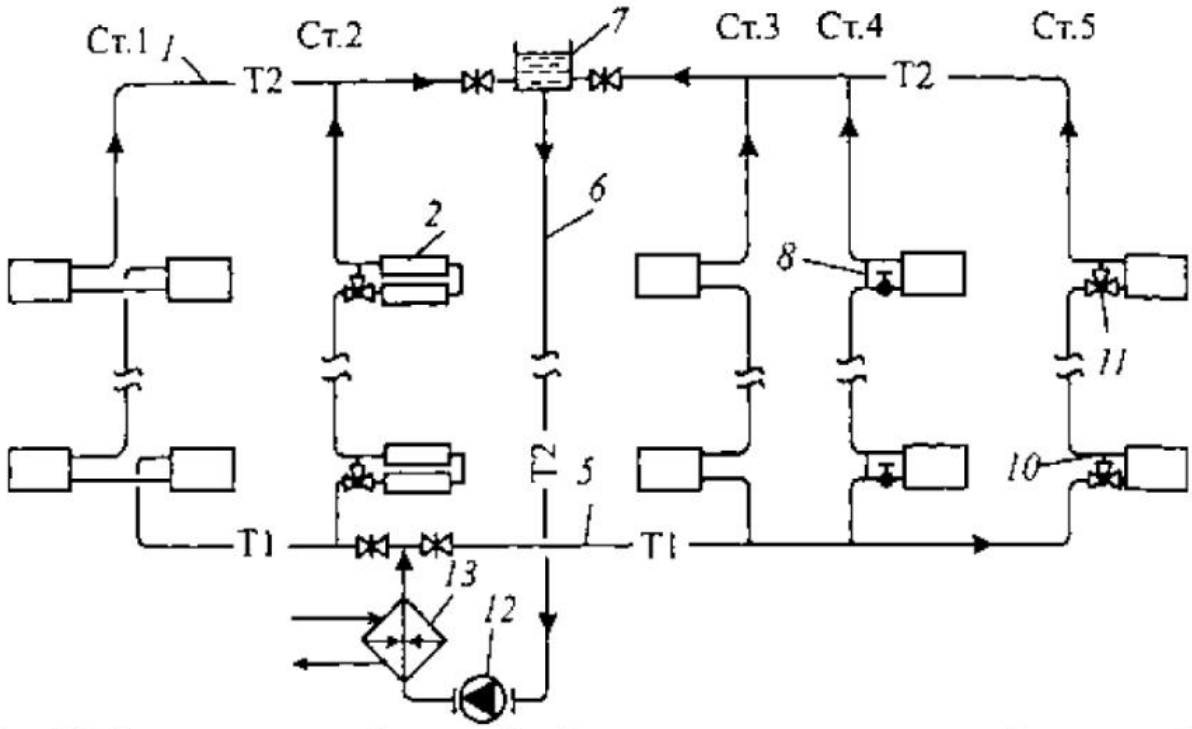

Рис. 6.3. Схема вертикальной однотрубной системы водяного отопления с "опрокинутой" циркуляцией воды и проточным открытым расширительным баком: Ст.1 - проточный стояк с конвекторами с кожухом; Ст.2 и Ст.5 - проточно-регулируемые стояки соответственно с конвекторами без кожуха и радиаторами; Ст.3 - проточный стояк с радиаторами; Ст.4 - стояк со смещенными к радиаторам замыкающими участками; обозначения 1-13 - см. рис. 6.1

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.

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 (§ 7.3).

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 боль-

шей вертикальной гидравлической и тепловой устойчивости по сравнению с системой, выполненной с верхней разводкой.

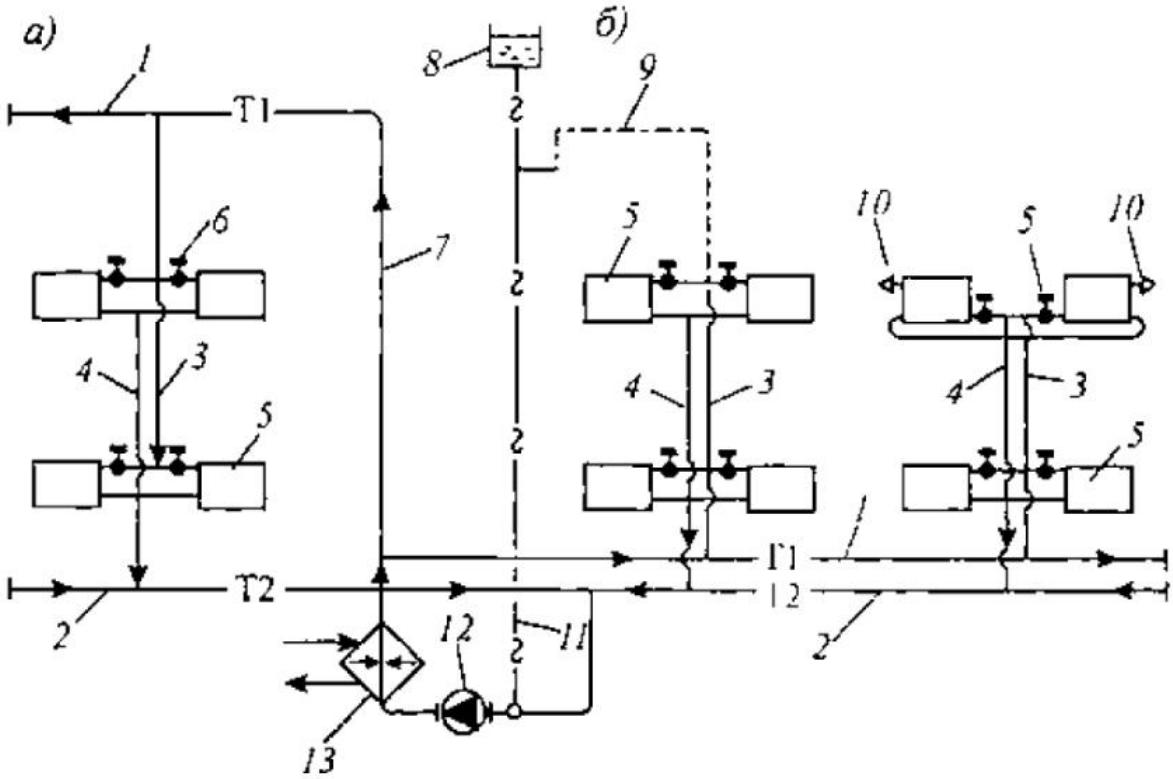

Рис. 6.4. Схемы вертикальной двухтрубной системы водяного отопления: *а* - с верхней разводкой подающей магистрали; *б* - с нижней разводкой обеих магистралей; *1* и *2* - подающие (Т1) и обратные (Т2) магистрали; *3* и *4* - соответственно подающие и обратные части стояков; *5* - отопительные приборы; *6* - краны типа КРД; *7* - главный стояк (Г.ст); *8* - открытый расширительный бак; *9* - воздушная линия; *10* - воздушные краны; *11* - соединительная труба расширительного бака; *12* - циркуляционный насос; *13* - теплообменник

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 подводки 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 подводки 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 подводок. 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.

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.

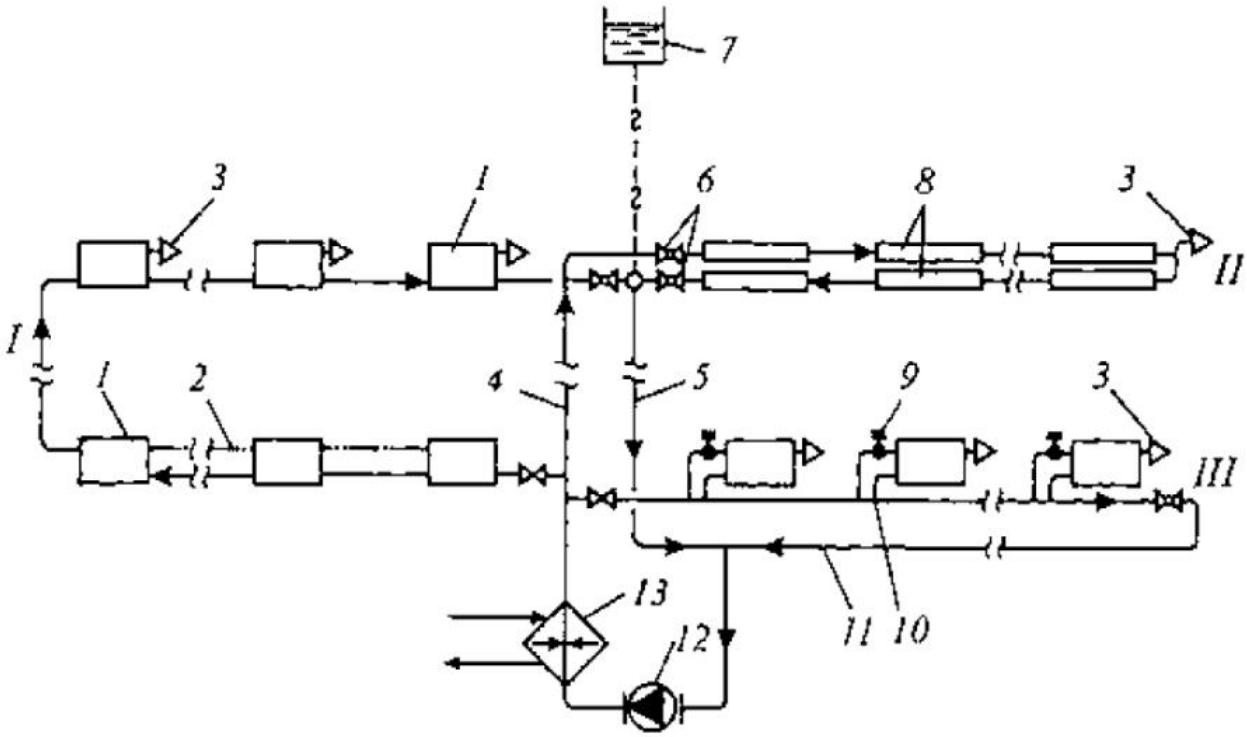

Рис. 6.5. Схемы горизонтальной однотрубной системы водяного отопления: I - проточная ветвь для приборов, расположенных на разных этажах; II - проточная бифилярная ветвь; III- ветвь с замыкающими участками; *1* - радиаторы; *2* - воздушная труба; *3* - воздушные краны; *4* - подающий стояк; *5* - обратный стояк; *6* - запорно-регулирующая арматура; *7* - открытый расширительный бак; *8* - конвекторы двухтрубные; *9* - краны типа КРП; *10* - осевой замыкающий участок; *11* - обратная магистраль; *12* - циркуляционный насос; *13* - теплообменник

В горизонтальных однотрубных ветвях применяют проточные нерегулируемые приборные узлы (ветвь 7) и регулируемые узлы с осевыми замыкающими (ветвь III на рис. 6.6) и обходными участками. При проточных ветвях регулирование теплоподачи 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).

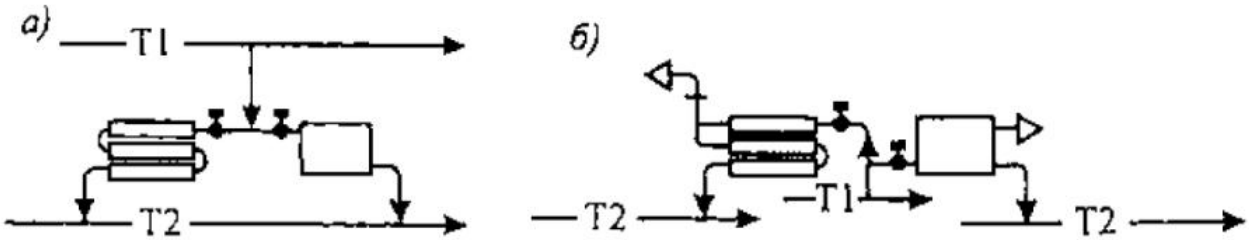

Рис. 6.6. Приборные узлы горизонтальной двухтрубной системы водяного отопления: *а* - с верхней разводкой подающей магистрали; *б* - с нижней разводкой обеих магистралей

§ 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 не отапливаемых 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 теплоподачи 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 (см. рис. 5.1, *а).*
2. Расширительный бак в гравитационной системе присоединяется непосредственно к теплоизолированному главному стояку для непрерывного удаления воздуха из системы через бак в атмосферу (без воздухосборников 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 (см. рис. 5.6, *б) к* точке присоединения расширительного бака.
4. Приборные узлы выполняются для обеспечения движения воды в отопительных приборах по схеме "сверху-вниз" (см. рис. 4.17) с целью повышения коэффициента теплопередачи приборов.
5. Однотрубные стояки устраиваются с замыкающими участками у приборов (см. рис. 5.7, *б)* 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.

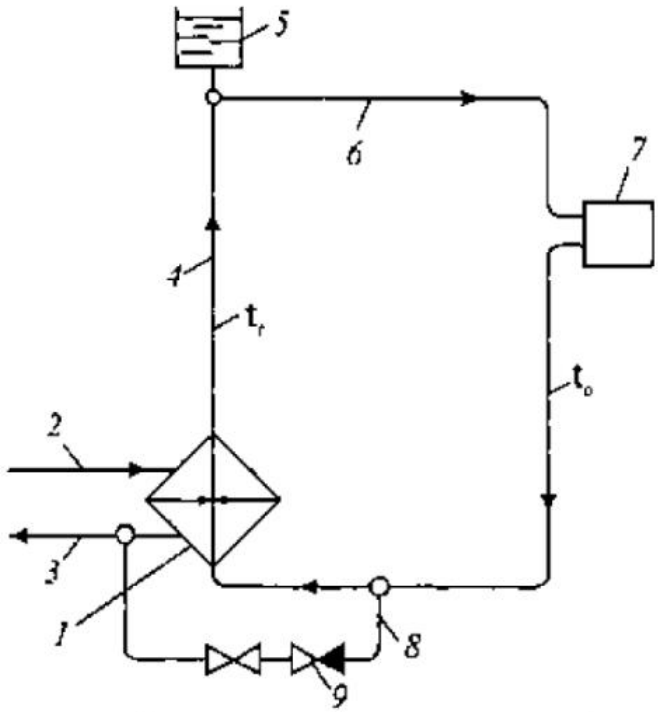

Рис. 6.7. Схема гравитационной системы водяного отопления: *1* - теплообменник (или теплогенератор - водогрейный котел); *2* и *3* - наружные, соответственно, подающий и обратный теплопроводы; *4* - главный стояк; *5* - открытый расширительный бак; *6* - подающая магистраль; *7* - отопительный прибор; *8* - наполнительно-подпиточная труба; *9* - обратный клапан

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. Схема гравитационной системы водяного отопления железнодорожного пассажирского вагона: *1* - котел; *2* - открытый расширительный бак; *3* - подающая магистраль; *4* - основные греющие гладкие трубы; *5* - отопительный прибор туалета

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. По-

этому 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.

§ 6.3. Система водяного отопления высотных зданий

Высотные здания и санитарно-технические устройства в них зонируются: делятся на части - зоны определенной высоты, разделенные техническими этажами. Оборудование и коммуникации помещаются на технических этажах. В системах отопления, вентиляции и водоснабжения допустимая высота зоны определяется значением гидростатического давления воды в нижних отопительных приборах или других элементах и возможностью размещения оборудования, воздуховодов, труб и других коммуникаций на технических этажах.

Для системы водяного отопления высота зоны в зависимости от гидростатического давления, допустимого как рабочего для отдельных видов отопительных приборов (от 0,6 до 1,0 МПа), не должна превышать (с некоторым запасом) 55 м при использовании чугунных и стальных приборов (при радиаторах типа МС - 80 м) и 90 м для приборов со стальными греющими трубами. Высота зоны может быть увеличена при применении термосифонных отопительных приборов (§ 18.3).

В пределах одной зоны систему водяного отопления устраивают при водяном теплоснабжении по схеме с независимым присоединением к наружным теплопроводам (см. § 3.1), т.е. гидравлически изолированной от наружной тепловой сети и от других систем отопления. Такая система имеет собственные водо-водяной теплообменник, циркуляционный и подпиточный насосы, расширительный бак.

Число зон по высоте здания, как и высота отдельной зоны, определяется допустимым гидростатическим давлением, но не для отопительных приборов, а для оборудования в тепловых пунктах, расположенных при водяном теплоснабжении обычно в подвальном этаже. Основное оборудование этих тепловых пунктов, а именно обычного вида водо-водяные теплообменники и насосы, даже изготовленные по специальному заказу, могут выдерживать рабочее давление не более 1,6 МПа. Это означает, что при таком оборудовании высота здания при водо-водяном отоплении гидравлически изолированными системами имеет предел, равный 150... 160 м. В таком здании могут быть устроены две (по 75...80 м высотой) или три (по 50...55 м высотой) зональных системы отопления. При этом гидростатическое давление в оборудование системы отопления верхней зоны, находящемся в подвальном этаже, достигнет расчетного предела.

В зданиях высотой от 160 до 250 м может применяться водо-водяное отопление с использованием специального оборудования, рассчитанного на рабочее давление 2,5 МПа. Может быть также выполнено, если имеется в наличии пар, комбинированное отопление

(рис. 6.9): помимо водо-водяного отопления в зонах ниже 160 м, в зоне сверх 160 м устраивается пароводяное отопление.

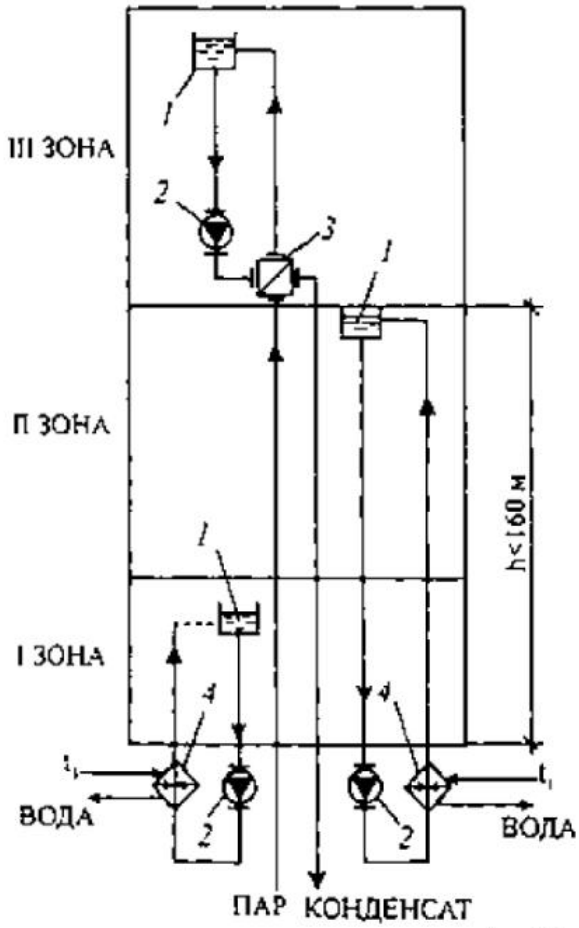

Рис. 6.9. Схема водяного отопления высотного здания: 1 и II - зоны здания с водо-водяным отоплением; III - зона здания с пароводяным отоплением; *1* - расширительный бак; *2* -циркуляционный насос; *3* - пароводяной теплообменник; *4* - водо-водяной теплообменник

Теплоноситель пар, отличающийся незначительным гидростатическим давлением, подается на технический этаж под верхней зоной, где оборудуют еще один тепловой пункт. В нем устанавливают пароводяной теплообменник, свои циркуляционный насос и расширительный бак, приборы для качественно-количественного регулирования.

В каждой зональной системе отопления имеется свой расширительный бак, оборудованный системой электрической сигнализации и управления подпиткой системы.

Описанный комплекс комбинированного отопления действует в центральной части главного корпуса Московского государственного университета: в нижних трех зонах устроено водо-водяное отопление с чугунными

радиаторами, в верхней четвертой зоне -пароводяное отопление. В зданиях высотой более 250 м предусматривают новые зоны пароводяного отопления или прибегают к электроводяному отоплению, если источника пара не имеется.

Для снижения стоимости и упрощения конструкции возможна замена комбинированного отопления высотного здания одной системой водяного отопления, при которой не требуется второй первичный теплоноситель (например, пар). На рис. 6.10 показано, что в зда-

нии может быть устроена гидравлически общая система с одним водо-водяным теплообменником, общими циркуляционным насосом и расширительным баком. Система по высоте здания по-прежнему делится на зональные части по приведенным выше правилам. Вода в зону II и последующие зоны подается зональными циркуляционно-повысительными насосами и возвращается из каждой зоны в общий расширительной бак. Необходимое гидростатическое давление в главном обратном стояке каждой зональной части поддерживается регулятором давления типа "до себя". Гидростатическое давление в оборудовании теплового пункта, в том числе и в повысительных насосах, ограничено высотой установки открытого расширительного бака и не превышает стандартного рабочего давления 1 МПа.

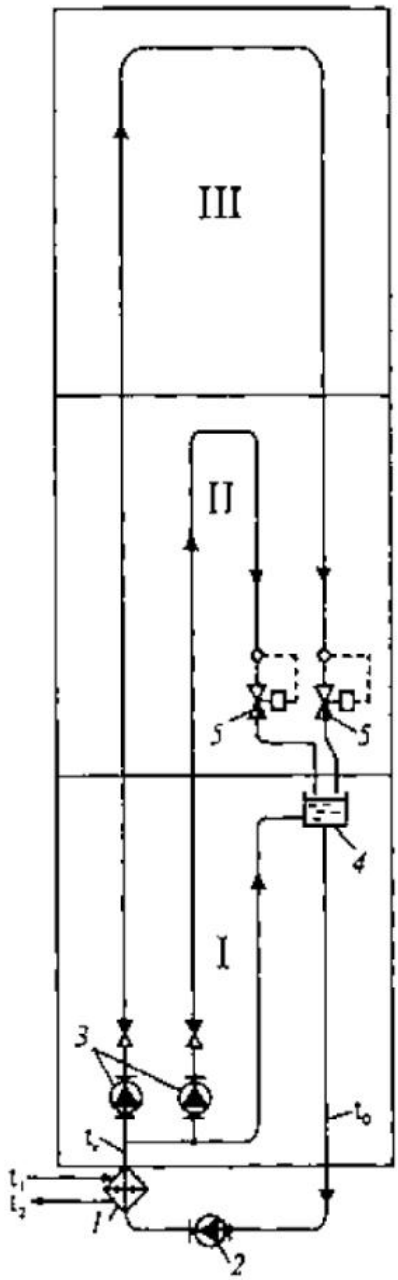

Рис. 6.10. Схема единой системы водо-водяного отопления высотного здания: *1* - водо-водяной теплообменник; *2* - циркуляционный насос; *3* - зональный циркуляциейно-повысительный насос; *4* - открытый расширительный бак; *5* - регулятор давления "до себя"

Для систем отопления высотных зданий характерны деление их в пределах каждой зоны по сторонам горизонта (по фасадам) и автоматизация регулирования температуры теплоносителя. Температура теплоносителя воды для зональной системы отопления устанавливается по заданной программе в зависимости от изменения температуры наружного воздуха (регулирование "по возмущению"). При этом для части системы, обогревающей помещения, обращенные на юг и запад, предусматривают дополнительное регулирование температуры теплоносителя (для экономии тепловой энергии) на случай, когда при инсоляции температура помещений повышается (регулирование "по отклонению").

Для опорожнения отдельных стояков или частей системы на технических этажах прокладываются дренажные линии. На время действия системы дренажную линию выключают во избежание неконтролируемой утечки воды общим вентилем перед разделительным водосточным бачком (см. рис. 5.20).

§ 6.4. Децентрализованная система водо-водяного отопления

Среди применяемых систем водяного отопления преобладают системы, в которых температура поверхности отопительных приборов ограничена. Выше рассматривались распространенные системы, где местный теплоноситель централизованно нагревается высокотемпературной водой (см. рис. 3.1, *б, в*), причем нагревается максимум до 95 °С в двухтрубных и до 105 °С в однотрубных системах. Между тем, система, в которой высокотемпературная вода подводилась бы как можно ближе к отопительным приборам, а температура их поверхности по гигиеническим требованиям сохранялась пониженной, имела бы определенное экономическое преимущество перед обычной системой. Это преимущество достигалось бы за счет уменьшения диаметра труб для перемещения сокращенного количества воды с повышенной скоростью под давлением циркуляционного насоса.

В такой комбинированной водо-водяной системе нагревание теплоносителя происходило бы децентрализованно. В тепловом пункте здания оборудования для нагревания и создания циркуляции воды не потребовалось. Там только контролировалось бы действие системы, и учитывался расход тепловой энергии (как в системе по схеме на рис. 3.1, *г).*

Разберем некоторые схемы системы децентрализованного нагревания местного теплоносителя высокотемпературной водой, разработанные российскими инженерами, разделив их на две группы - с независимым и зависимым присоединением системы к наружным теплопроводам.

Для децентрализованного нагревания местной воды или масла **по независимой схеме** предложены стальные или керамические безнапорные отопительные приборы. Эти приборы, как открытые сосуды, заполняются водой (маслом), нагреваемой через стенки змеевика высокотемпературной водой. Испарение с поверхности воды в приборе способствует повышению влажности воздуха в помещении. Змеевик включен в однотрубную проточно-регулируемую систему с "опрокинутой" циркуляцией высокотемпературной воды (по рис. 6.3). Высокотемпературная вода может иметь температуру при керамических блоках 110 °С, при стальных приборах, заполненных минеральным маслом, 130 °С. При этом температура поверхности приборов не превышает 95 °С.

Децентрализованное смешение высоко- и низкотемпературной воды, т.е. нагревание местного теплоносителя по зависимой схеме может осуществляться в магистралях, стояках и непосредственно в отопительных приборах.

При смешении в магистралях система отопления делится на несколько последовательно соединенных частей (подсистем), каждая из которых состоит из нескольких однотрубных П-образных стояков (см. рис. 6.2). Попутное подмешивание высокотемпературной воды к охлажденной обратной воде из подсистем (для повышения температуры от 70 до 105 °С) происходит через перемычки с диафрагмами в промежуточные магистрали между отдельными подсистемами.

В системе со смешением воды в основании однотрубных П-образных стояков магистраль с высокотемпературной (температура t_1) водой делается, в отличие от известных систем отопления, также однотрубной (рис. 6.11, *а).* Вода в ней понижает температуру (например, от температуры t_1 до температуры V) в точках смешения (в центрах охлаждения - черная точка на рисунке) и поступает, стояки с различной температурой. В вертикальных стояках возникает в основном естественная циркуляция воды, так как гидравлическое сопротивление замыкающих участков *1* сравнительно невелико.

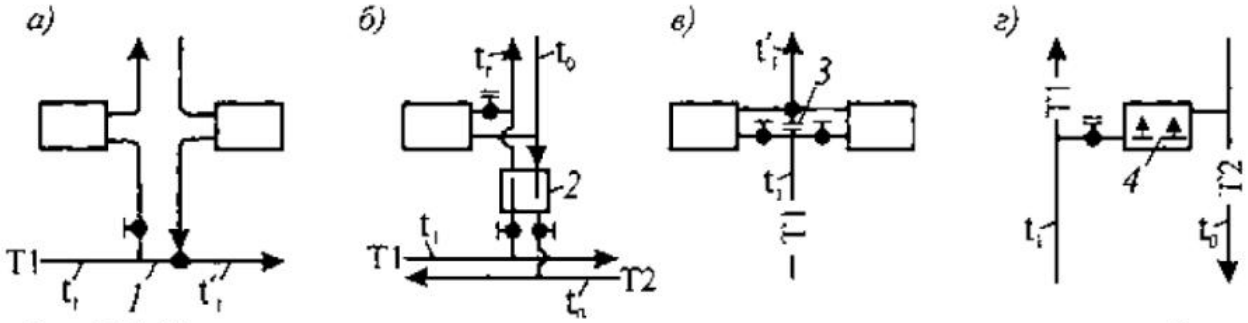

Рис. 6.11. Узлы систем водяного отопления с децентрализованным смешением: *а* и *б* - в основании соответственно одно- и духтрубного стояков; *в* и *г* - в отопительных приборах соответственно одно- и двухтрубного стояков; *1* - замыкающий участок на магистрали; *2* - смеситель; *3* - диафрагма на замыкающем участке стояка; *4* - перфорированный коллектор

Для смешения воды в основании двухтрубных стояков (по рис. 6.4, *б)* используются специальные смесители (рис. 6.11, б). Вода в обеих магистралях перемещается под давлением сетевого насоса, в стояках происходит естественная циркуляция воды.

При децентрализованном смешении и однотрубных стояках система отопления делится на две части: в первой высокотемпературная вода движется в стояках снизу вверх (по рис. 6.3), охлаждаясь до температуры 95 °С, во второй - сверху вниз (по рис. 6.1). Для обеспечения затекания в приборы необходимого количества высокотемпературной воды на замыкающих участках устанавливаются диафрагмы (рис. 6.11, *в).*

При децентрализованном смешении в двухтрубных стояках высокотемпературная вода подается внутрь каждого отопительного прибора через перфорированный коллектор (рис. 6.11, *г*) или через сопло-смеситель, а охлажденная вода удаляется в таком же количестве в обратный стояк.

Описанные системы отопления не получили массового распространения из-за затруднений с прокладкой труб высокотемпературной воды в помещениях, сложности монтажного и эксплуатационного регулирования.

В настоящее время применяется прямоточная система отопления с децентрализованным нагреванием воды, возвращающейся из последовательно соединенных трех-четырех подсистем (групп стояков). В этой так называемой системе со ступенчатой регенерацией температуры (СРТ) (рис. 6.12) высокотемпературная вода нагревает охлажденную воду в двух-трех (между подсистемами) регенераторах температуры (РТ). Регенераторы темпера-

туры представляют собой противоточные теплообменники типа "труба в трубе" (например, труба D_y25 в корпусе D_y40). Вода дважды протекает через каждый РТ: сначала в виде высокотемпературной по межтрубному пространству, потом в виде охлажденной воды по внутренней трубе. Вода при возвращении из последней подсистемы нагревается высокотемпературной водой до 95... 105 °С, затем поступает в предпоследнюю подсистему и т.д., пока из первой подсистемы она охлажденной не возвратится к точке ввода в здание высокотемпературной воды.

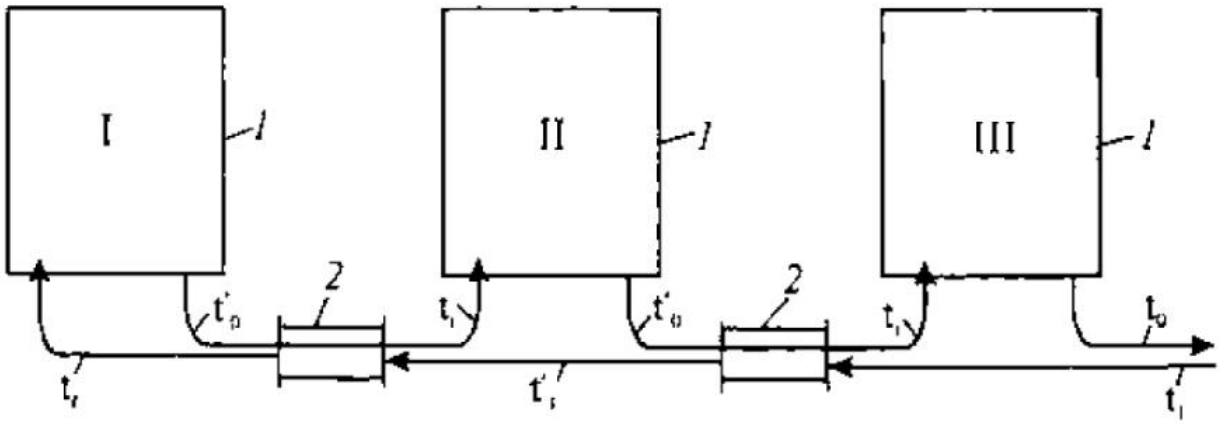

Рис. 6.12. Схема системы водяного отопления со ступенчатой регенерацией температуры: *1* - подсистема; *2* - регенератор температуры

Систему отопления СРТ выполняют однотрубной с односторонними унифицированными приборными узлами, с верхней или нижней разводкой подающей магистрали.

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.

ГЛАВА 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

$$P = \rho w^2 / 2 + \rho g h + p, \qquad (7.1)$$

где ρ - плотность воды, кг/м^3 g - ускорение свободного падения, м/с^2; 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 pgh и энергии давления p в потоке.

В каком-либо сечении потока воды энергия положения pgh 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

$\rho gh = 970 \cdot 9{,}81 \cdot 1 \approx 9516$ 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 (pgh + p), приближенно считая его равным полному, т.е. будем пренебрегать изменением гидродинамического давления (pw^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 р принята постоянной.

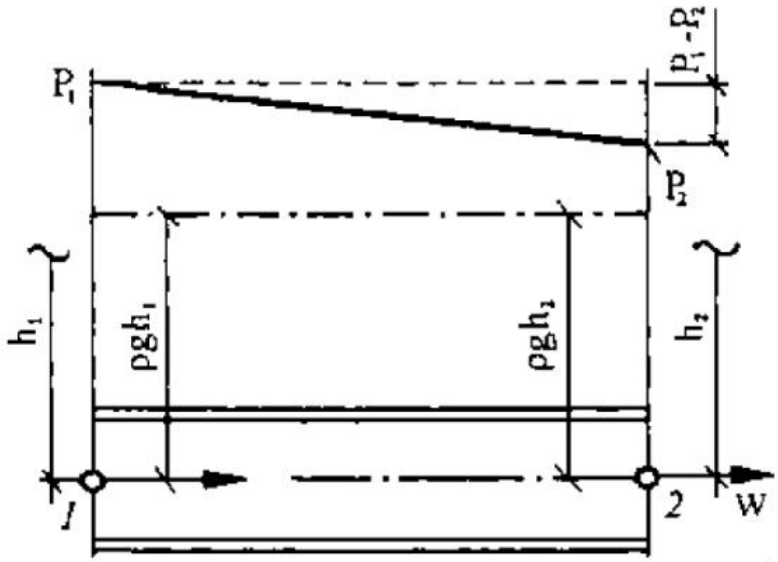

Рис. 7.1. Изменение гидростатического давления в горизонтальной трубе при движении заполняющей ее воды с постоянной скоростью (эпюра давления над трубой): 1 и 2 - начальное и конечное сечения потока; h - вертикальное расстояние от оси потока до свободной поверхности воды (верхний уровень воды в открытом расширительном баке)

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: $P_1 - P_2 = \Delta p_{пот}$.

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 штрих-пунктирной линией изображено возрастание гидростатического давления а 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 $\Delta p_{пот} = P1 - P_2$, общее гидростатическое давление в сечении 2 возрастает: $\rho gh_2 + p_2 > \rho gh_1 + p_1$.

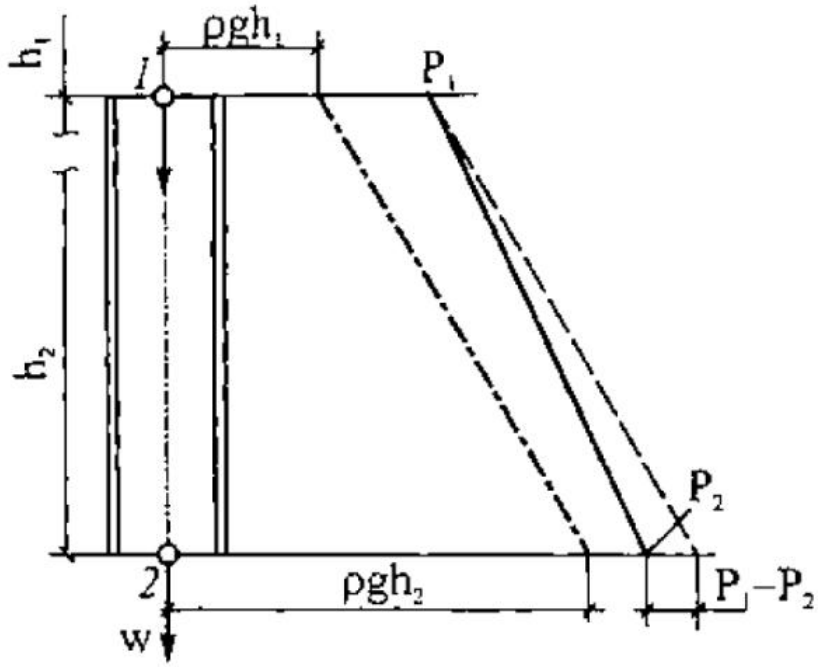

Рис. 7.2. Изменение гидростатического давления в вертикальной трубе при движении заполняющей ее воды сверху вниз (эпюра давления справа от трубы): 1 и 2 - начальное и конечное сечения потока; h - вертикальное расстояние от сечения потока до свободной поверхности воды

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 $\Delta p_{пот} = P_1 - P_2$. На рис. 7.3 штрихпунктирной линией показано, что $cgh_2 < cgh_1$ (давление по-прежнему отложено справа от отрезка трубы), и сплошной линией, что $p_2 < p_1$. Таким образом, в этом случае $\rho gh_1 + p_1 > \rho gh_2 + p_2$.

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.

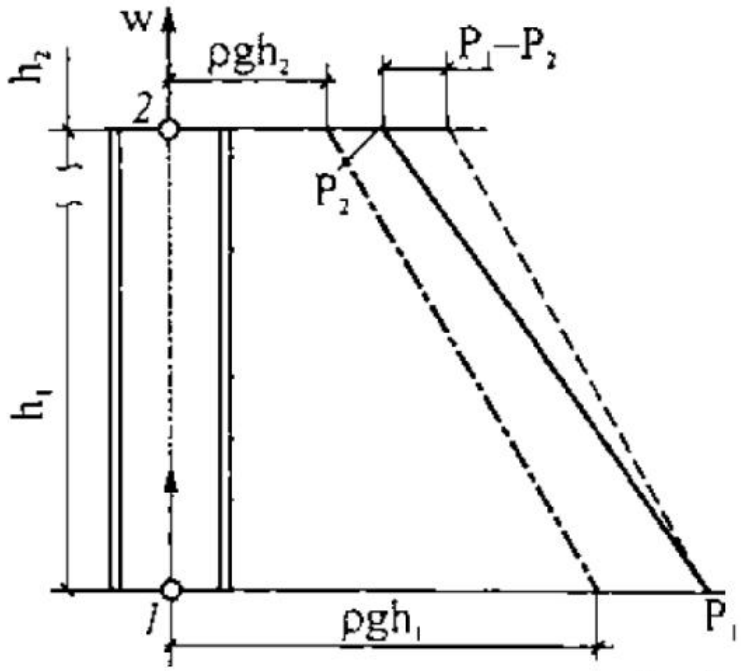

Рис. 7.3. Изменение гидростатического давления в вертикальной трубе при движении заполняющей ее воды снизу вверх (эпюра давления справа от трубы, обозначения - см. рис. 7.2)

§ 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 $\rho g h_i$, где h_i - высота столба воды над уровнем *I-I* или глубина его погружения под уровень заполнения водой расширительного бака. Наименьшее гидростатическое давление $\rho g h_1$ действует в верхней магистрали, наибольшее $\rho g h_2$ - в нижней. При этом бездействующий насос испытывает равное давление со стороны всасывающего и нагнетательного патрубков.

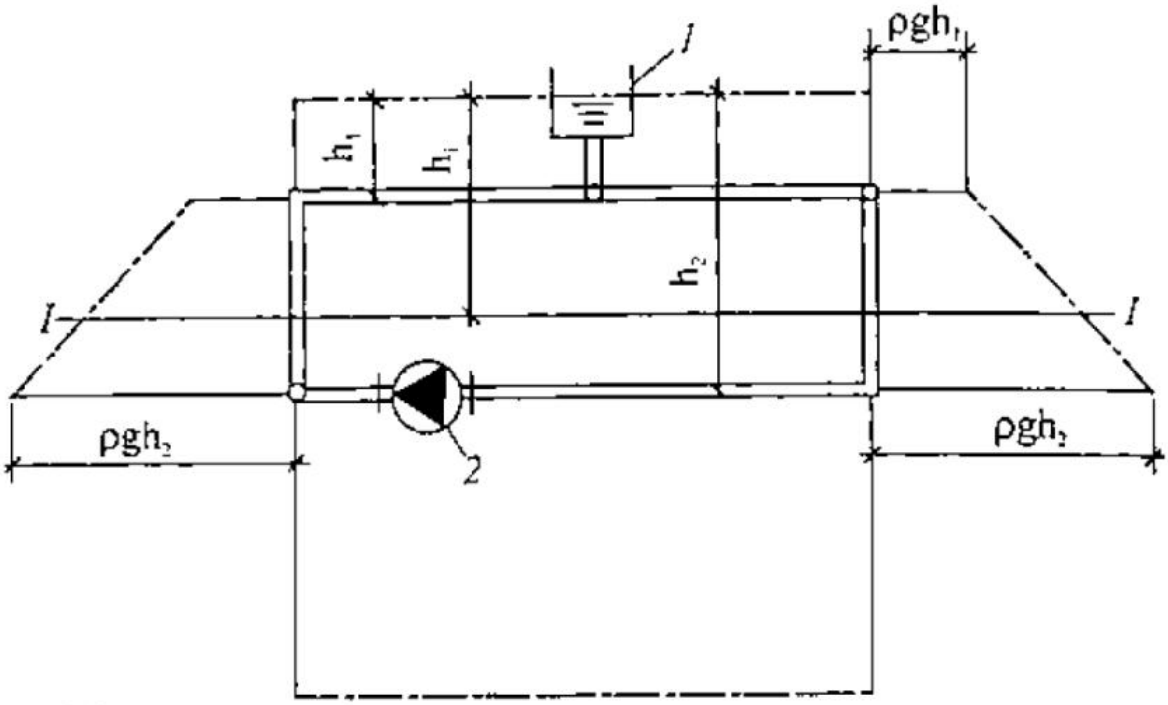

Рис. 7.4. Эпюра гидростатического давления в системе отопления с не нагреваемой водой при бездействии циркуляционного насоса: *1* - открытый расширительный бак; *2* - циркуляционный насос

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 обусловливают 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 $\rho_г$, в правом - ρ_0. В такой вертикальной системе отопления при неравномерном распределении плотности воды должна возникнуть неуравновешенность гидростатического давления и в результате естественная циркуляция воды.

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)

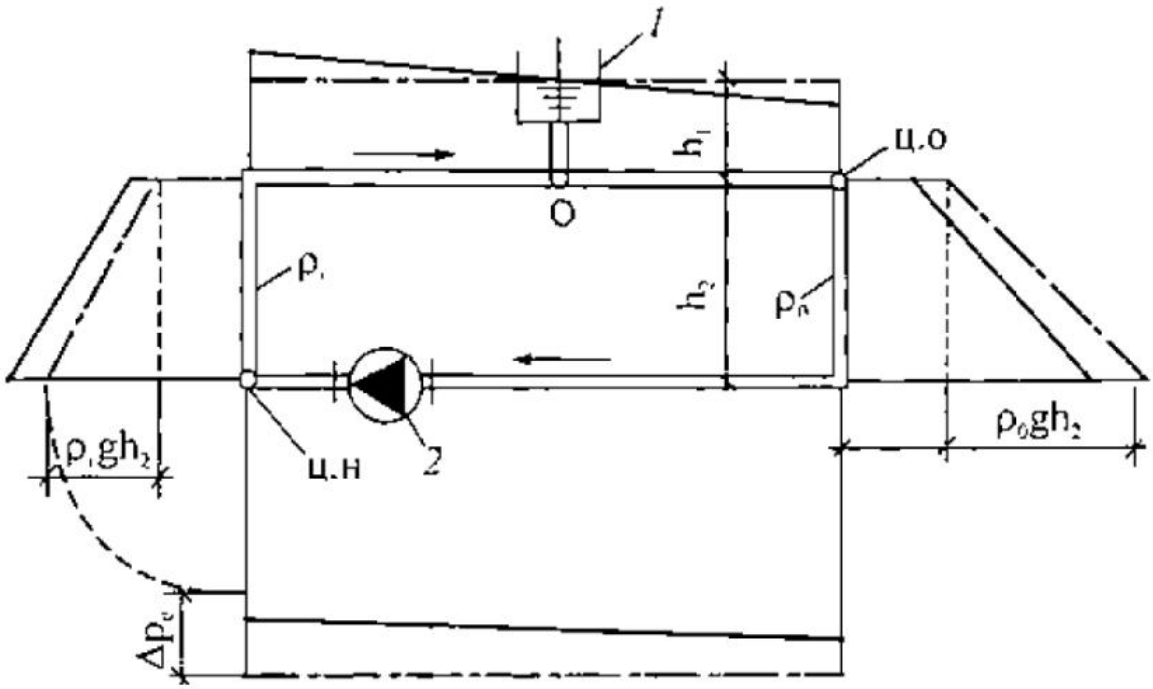

Рис. 7.5. Эпюра гидростатического давления в системе отопления с нагреваемой водой при бездействии циркуляционного насоса: *1* - открытый расширительный бак; *2* - циркуляционный насос; ц.н - центр нагревания; ц.о - центр охлаждения; О - точка постоянного давления

$$g(\rho_г h_1 + \rho_о h_2), \qquad (7.2, а)$$

а максимальное гидростатическое давление в левом стояке с нагретой водой

$$g(\rho_г h_1 + \rho_г h_2). \qquad (7.2, б)$$

Так как $\rho_0 > \rho_г$, 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

$$\Delta p_е = \rho_о g h_2 - \rho_г g h_2, \qquad (7.3)$$

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 ($\Delta p_е$ 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

$$\Delta p_e = gh(\rho_o - \rho_r), \qquad (7.4)$$

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 Δp_e, вызывающее циркуляцию, равно потерям давления при движении воды (Δp_c - потери давления в системе)

$$\Delta p_e = \Delta p_c. \qquad (7.5)$$

Гидростатическое давление в точке присоединения трубы расширительного бака к магистрали, равное $\rho_r g h_1$ (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 0.

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 попрежнему 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.

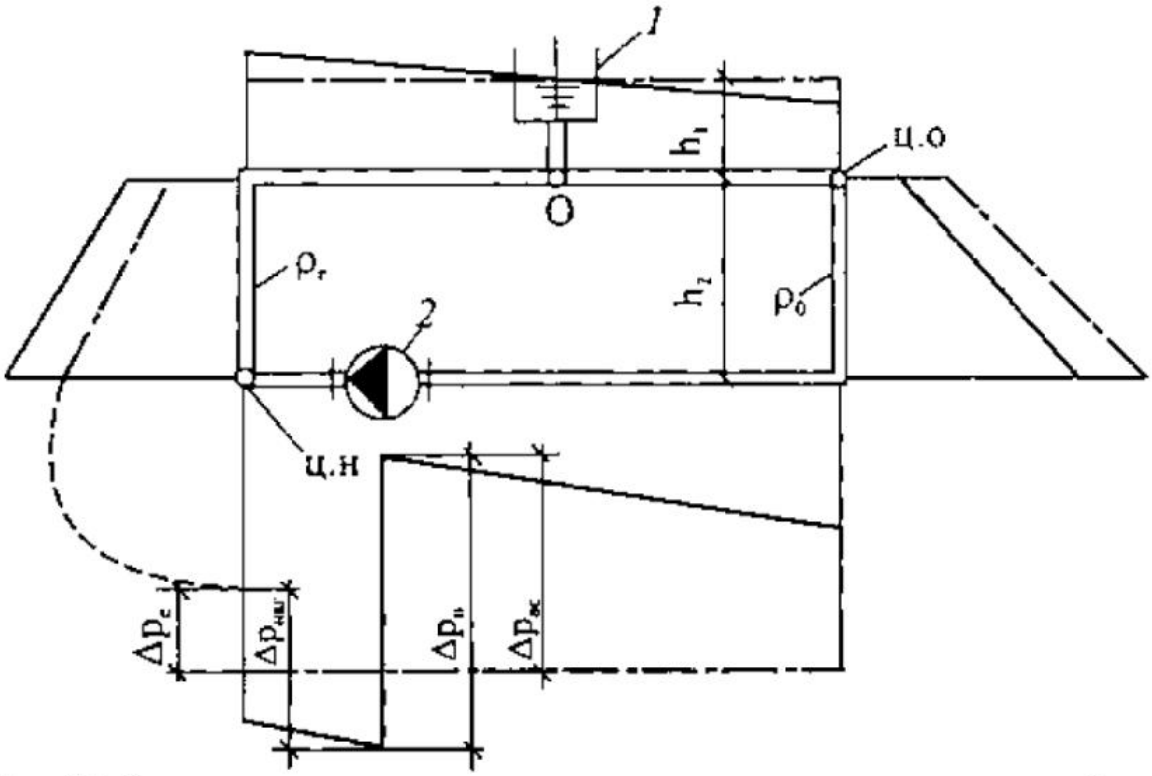

Рис. 7.6. Эпюра гидростатического давления в системе отопления с нагреваемой водой при действии циркуляционного насоса (обозначения - см. рис. 7.5)

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 Δp_c выразим через потери давления в зоне нагнетания (обозначим их $\Delta p_{наг}$) и в зоне всасывания ($\Delta p_{вс}$) как

$$\Delta p_c = \Delta p_{наг} + \Delta p_{вс}. \qquad (7.6)$$

С другой стороны, из формулы (3.9) следует, что $\Delta p_c = \Delta p_н + \Delta p_е$ (на рис. 7.6 показано, что $\Delta p_н$ меньше суммы $\Delta p_{наг}$ и $\Delta p_{вс}$ на величину $\Delta p_е$). 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.

$$P_{i.наг} = \rho g h_i + \Delta p_{i\text{-}O}; \qquad (7.7)$$

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.

$$P_{j.вс} = \rho g h_i - \Delta p_{O\text{-}j}, \qquad (7.8)$$

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 случаи, 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 ρgh. 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.

Потери давления на участке О-В $\Delta p_{o\text{-}в} = \rho g h$, т.е. давление в точке В Рв = 0 (избыточное давление равно нулю, а полное давление, как и на поверхности воды в расширительном баке, равно атмосферному давлению $p_в$).

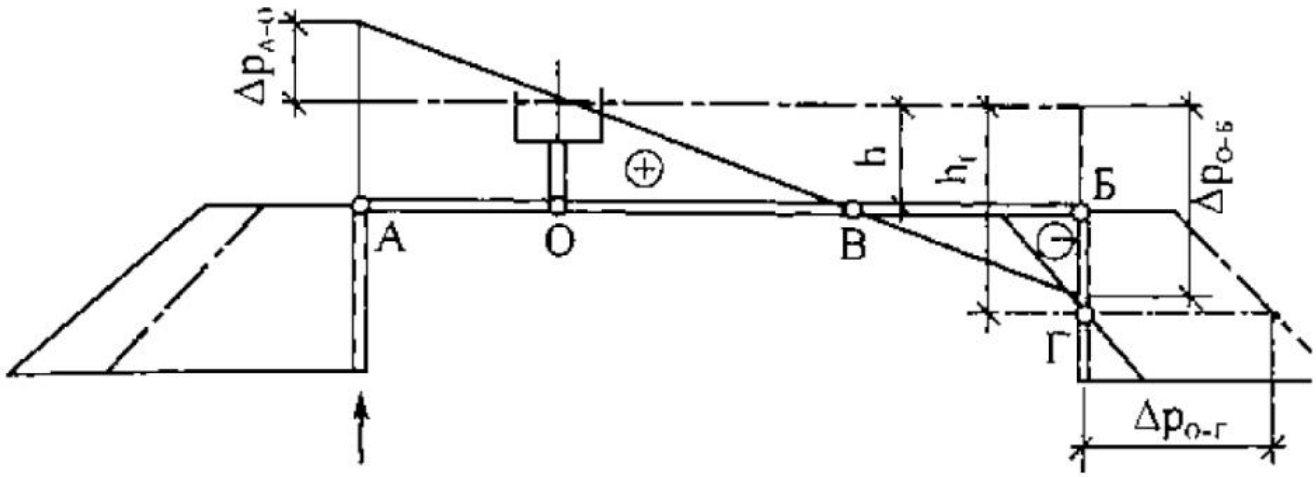

Рис. 7.7. Изменение гидростатического давления в верхней подающей магистрали системы водяного отопления: О - точка постоянного давления; А - точка в зоне нагнетания; Б - точка наибольшего разрежения; В-Г - зона разрежения

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 $P_Б = p_a + \rho gh - \Delta p_{о\text{-}Б} = p_a - \Delta p_{в\text{-}Б}$. Затем в промежутке между точками Б и Г давление возрастает в связи с увеличением высоты столба воды от h до h_n а разрежение уменьшается. В точке Г, где потери давления $\Delta p_{о\text{-}г} = \rho g h_г$, избыточное давление вновь, как в точке В, равно нулю ($P_г$=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 °С (90... 95 °С), 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 подсасывания 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

$$\rho g h_j > \Delta p_{O\text{-}j}. \qquad (7.9)$$

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*).

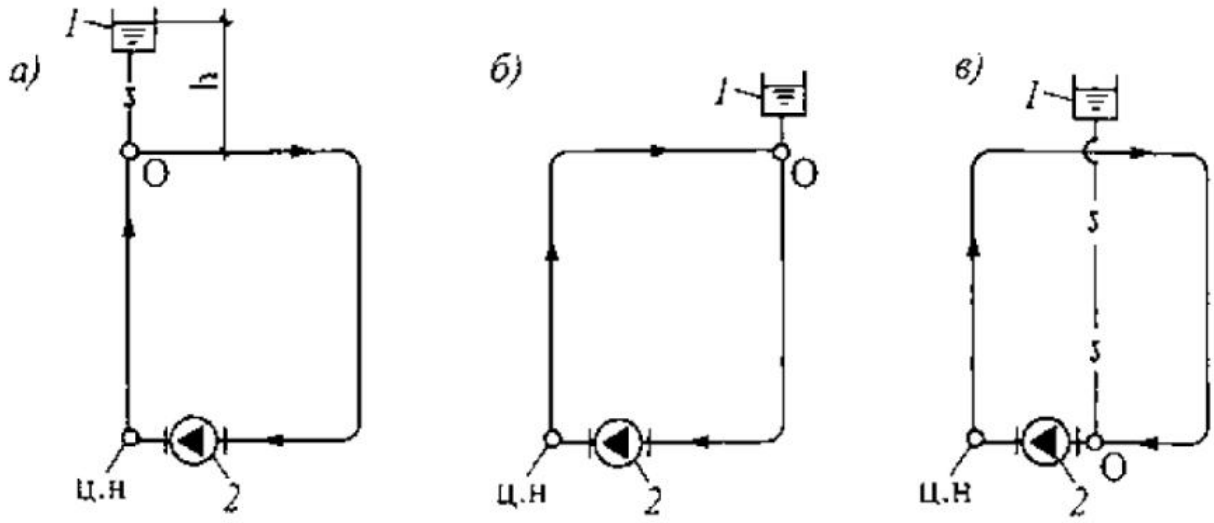

Рис. 7.8. Способы присоединения открытого расширительного бака к системе водяного отопления (обозначения - см. рис. 7.5): *а* - к главному стояку системы; *б* - к верхней точке системы, наиболее удаленной от центра нагревания (ц.н); *в* - близ всасывающего патрубка циркуляционного насоса

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 О 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).

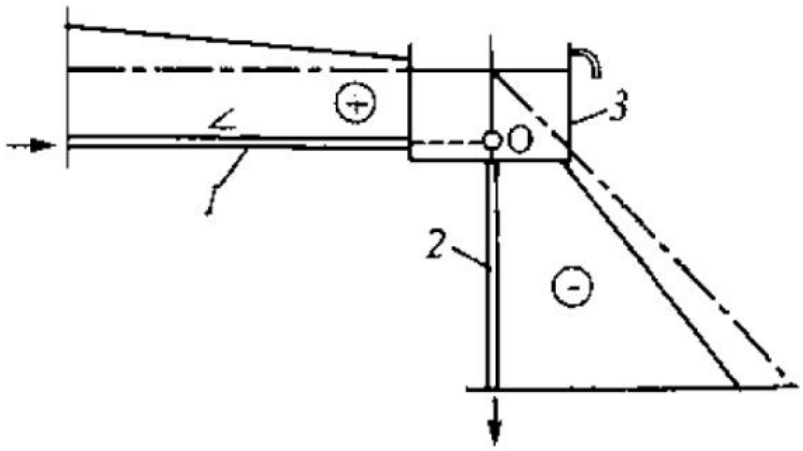

Рис. 7.9. Изменение гидростатического давления в системе водяного отопления с "опрокинутой" циркуляцией с проточным расширительным баком: 1 - обратная магистраль; 2 - обратный главный стояк; 3 - проточный открытый расширительный бак; О - точка постоянного давления; знаком "+" отмечена зона избыточного давления

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 01. 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 А (см. сплошную линию с наклоном справа налево).

В промежуточной точке Б повышение давления равно $\Delta P_{Б\text{-}о1}$ (см. рис. 7.10). При движении воды от точки Б по стояку 2 (Ст.2) найдется точка 02, для которой справедливо равенство потерь давления: $\Delta p_{Б\text{-}о1} = \Delta p_{в\text{-}о2}$. Точка О2, в которой компрессионное давление насоса равно нулю, является второй точкой постоянного давления системы. Гидростатическое давление в точке О2 $P_{О2} = \rho g(h_1 + h_2)$ не изменяется как при бездействии, так и при работе насоса. Аналогично можно найти точку постоянного давления О3. Таким образом, в трех циркуляционных кольцах левой части системы в данном случае существуют три точки постоянного давления.

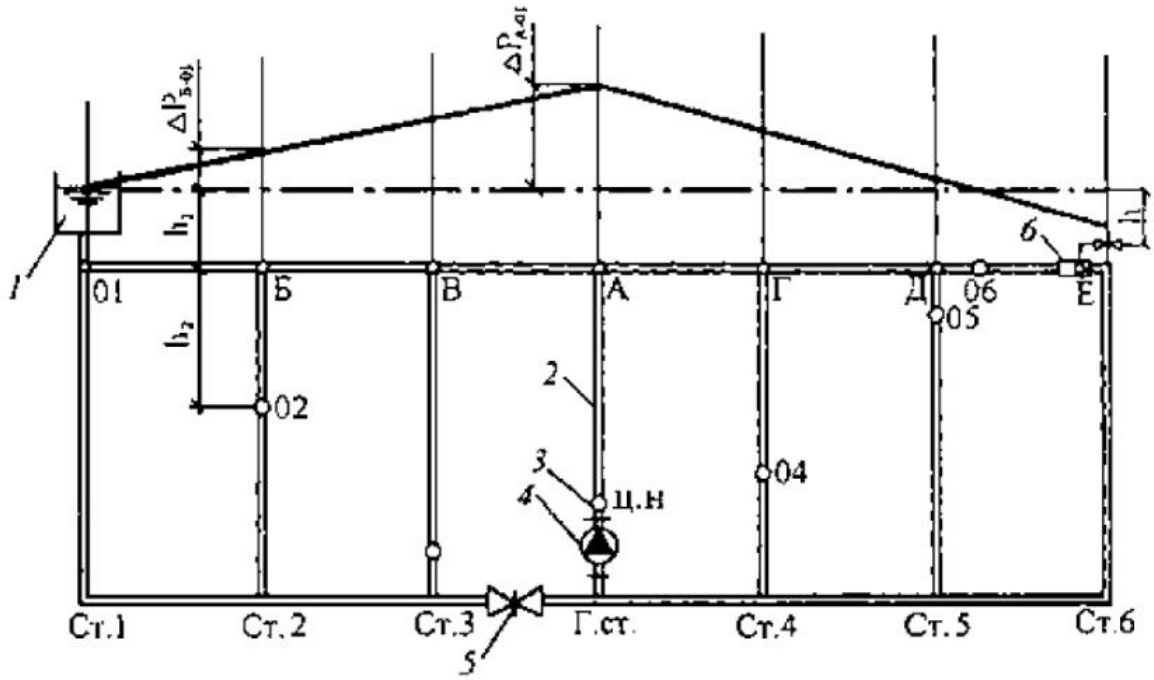

Рис. 7.10. Изменение гидростатического давления в верхней подающей магистрали системы водяного отопления, состоящей из двух частей, при действии циркуляционного насоса: *1* - открытый расширительный бак; *2* - главный подающий стояк; *3* - центр нагревания; *4* - циркуляционный насос; *5* - задвижка; *6* - проточный воздухосборник с воздушным краном

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 О4, О5 и Об. В каждой из них действует неизменное (но отличающееся по величине) гидростатическое давление и положение их определяется удовлетворением равенству потерь давления при циркуляции воды

$$\Delta p_{A\text{-}O4} = \Delta p_{A\text{-}O5} = \Delta p_{A\text{-}O6} = \Delta p_{A\text{-}O1}.$$

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 воздухосборник с воздушным краном. Точка Е находится в зоне всасывания насоса (после точки 06), и гидростатическое давление в ней понижается в соответствии с формулой (7.8) на величину $\Delta p_{об\text{-}E}$. 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 06 до точки Е или, что то же, понижение гидростатического давления в точке Е, может быть не более

$$\Delta p_{06\text{-}E} \leq 10^4(h - 0{,}3)\ \text{Па}, \qquad (7.10)$$

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 (закрыта 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

$$P_E = \rho g h_1 - \Delta p_{A\text{-}E}.$$

Это давление не только может оказаться недостаточным для выпуска воздуха из системы, но может быть даже ниже атмосферного, что нарушить 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 посредине 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).

Гидростатическое давление в теплопроводах этой системы (штрих-пунктирная 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 нагнета-

тельного 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).

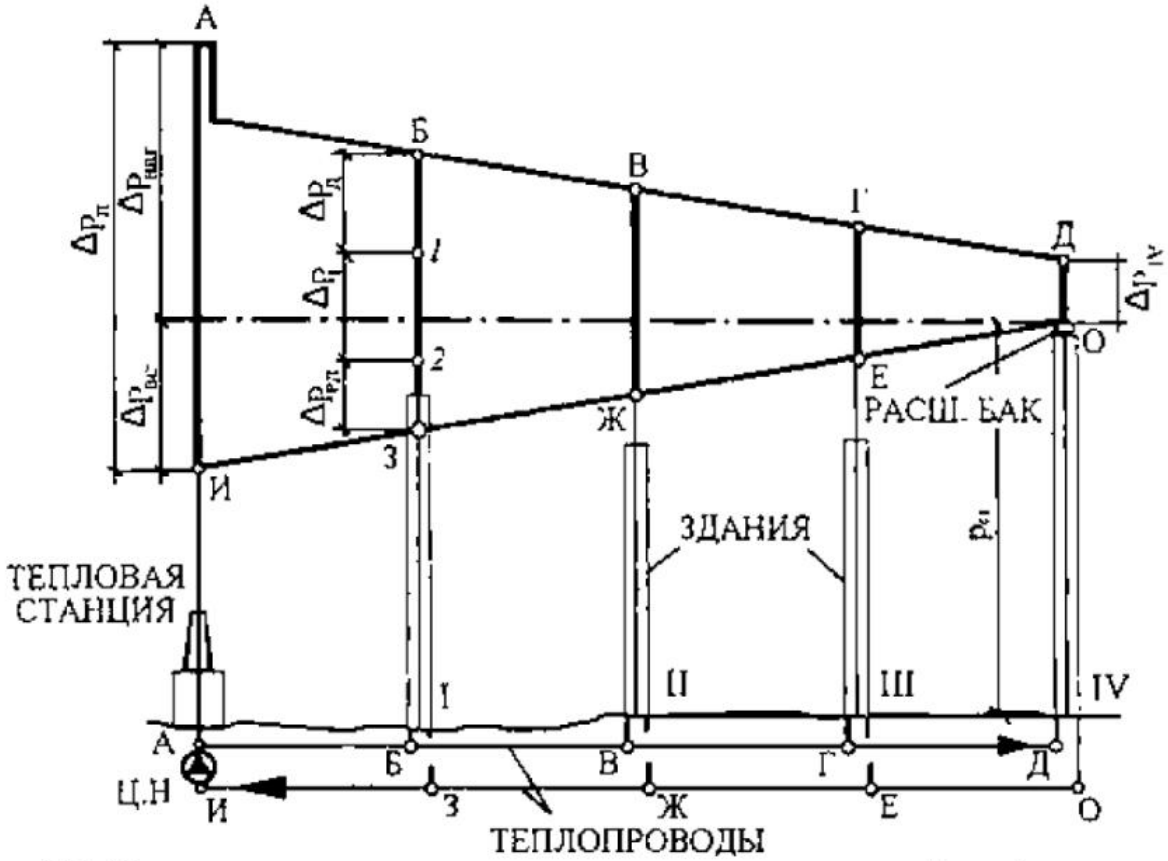

Рис. 7.11. Изменение гидростатического давления в теплопроводах районной системы теплоснабжения четырех зданий с расширительным баком, установленным в наиболее удаленном от тепловой станции здании (IV): О - точка постоянного давления; *3* - точка самого низкого гидростатического давления во внутренних системах отопления зданий

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 - Δp_{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 *3* (в обратном теплопроводе). На рисунке давление в точке *3* 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 3, поднимутся. Можно уменьшить наклон обратной пьезометрической линии путем увеличения диаметра обратного наружного теплопровода, что повы-

сит 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 ($\Delta p_{рд} = P_2 - p_з$) 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 7), 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 $\Delta p_д = P_Б - P_1$.

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 (изъязвлением) 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.

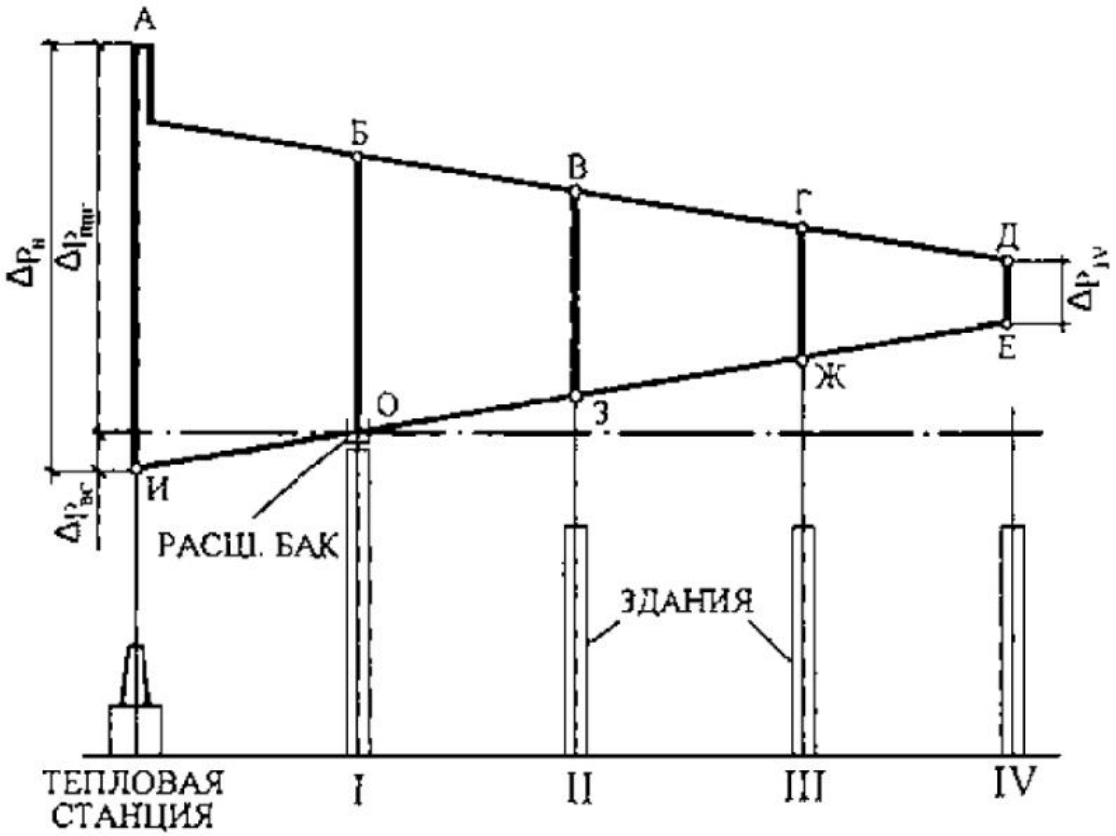

Рис. 7.12. Изменение гидростатического давления в теплопроводах районной системы теплоснабжения четырех зданий с расширительным баком, установленным в ближайшем от тепловой станции здании (I): О - точка постоянного давления; *Е* - точка самого высокого гидростатического давления во внутренних системах отопления

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 I 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.

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 $t_г$<100 °С и предотвращения вскипания воды при ее температуре $t_г$> 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 $t_г$<100 °С не менее 0,01 МПа, т.е. $h_1 \geq 1$ м вод. ст., а при $t_г$=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).

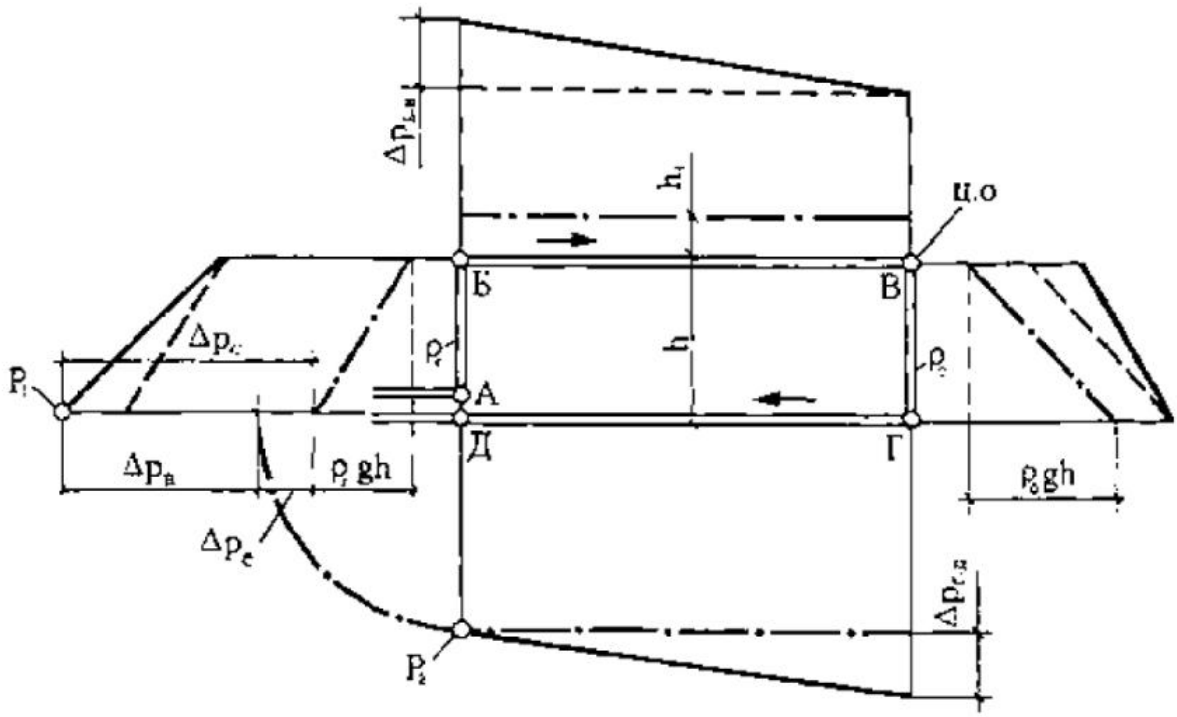

Рис. 7.13. Изменение гидростатического давления в системе водяного отопления, непосредственно присоединенной к наружным теплопроводам (без расширительного бака): Д - точка постоянного давления P_2

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

$$P_{max} = P_2 + \Delta p_{Г\text{-}Д}, \qquad (7.11)$$

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

$$P_{мин} = P_2 + \Delta p_{В\text{-}Д} - \rho_o g h, \qquad (7.12)$$

где $\Delta p_{в\text{-}д}$ - потери давления при перемещении води от точки В до точки Д; $\rho_в$- плотность охлажденной воды; h - высота системы отопления.

Выражение (7.12) служит для проверки условия не вскипания 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, $\Delta p_{в\text{-}д}$ = 0,05 МПа, а давление P_2=0,25 МПа, то минимальное давление в верхней точке при циркуляции воды в системе составит:

$$P_{мин} = 0{,}25 + 0{,}05 - (977{,}81 \cdot 9{,}81 \cdot 20)10^{-6} \approx 0{,}11 \text{ МПа}.$$

Это давление будет недостаточным для предотвращения вскипания воды, имеющей температуру более 120 °С.

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 7 на рис.7.11):

$$P_1 = P_2 + \Delta p_{А\text{-}Д} - \rho_o g h + \rho_г g h \text{ или } P_1 = P_2 + \Delta p_c - \Delta p_e, \qquad (7.13)$$

где $\Delta p_c = \Delta p_{А.Д}$ - потери давления при движении воды от точки А до точки Д, т.е. общие потери давления в системе отопления; $\Delta p_e = gh(\rho_o - \rho_г)$ - естественное циркуляционное давление, возникающее в системе по уравнению (7.4).

Переписав выражение (7.13) в виде

$$P_1 - P_2 = \Delta p_c - \Delta p_e \text{ или } \Delta p_н = \Delta p_c - \Delta p_e \qquad (7.13, а)$$

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.

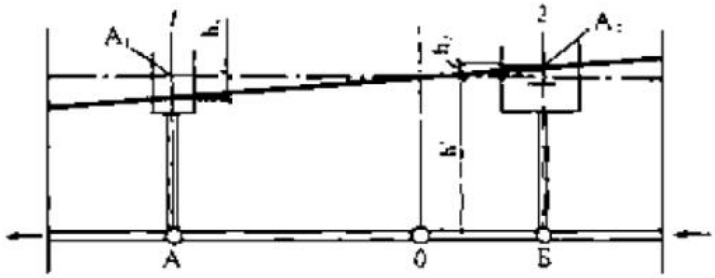

Рис. 7.14. Эпюра гидростатического давления в системе водяного отопления с двумя открытыми расширительными баками, последовательно присоединенными к теплопроводам: О - точка постоянного давления; A_1, A_2 - площадь поперечного сечения соответственно баков 1 и 2; h_1, h_2 - понижение и повышение уровня воды соответственно в баках 1 и 2

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 О расположится между точками Б и А (см. рис. 7.14). То-

гда в точке Б, попавшей в зону нагнетания насоса, гидростатическое давление увеличится, а в точке А (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 Б и А (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 Б и А одинакового диаметра, повышение уровня воды в одном баке h_2 равно понижению h_1 в другом, а точка постоянного давления О находится посредине участка Б-А.

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

$$h_1 = (\Delta p_{Б\text{-}А} / \rho g)(A_2 / (A_1 + A_2)), \qquad (7.14)$$

где $\Delta p_{Б.А}$ - потери давления в теплопроводе от точки Б до точки А.

Аналогичный вид имеет выражение для определения величины повышения уровня воды в новом расширительном баке *2*

$$h_2 = (\Delta p_{Б\text{-}А} / \rho g)(A_2 / (A_1 + A_2)). \qquad (7.15)$$

Видно, что положение точки постоянного давления О, 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 О будет перемещаться по направлению к точке его присоединения (к точке Б на рис. 7.14). Если бак *2* сделать столь большим, что можно пренебречь изменением уровня воды в нем, то точка О сольется с точкой Б, а поднятие уровня в баке *1* малой площади достигнет максимальной величины

$$h_{1.макс} = \Delta p_{Б\text{-}А} / \rho g. \qquad (7.16)$$

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 А зоны нагнетания. При действии насоса в воздушной трубе произойдет поднятие уровня воды, пропорциональное потерям давления от точки А до точки постоянного давления О, 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.

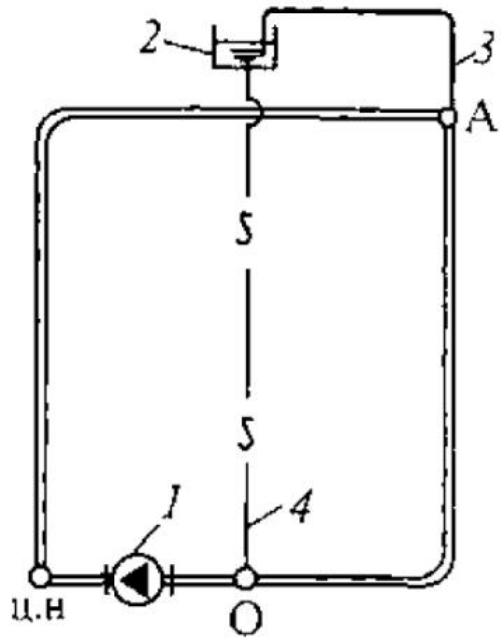

Рис. 7.15. Схема системы водяного отопления с верхней разводкой подающей магистрали и воздушной трубой, выведенной в открытый расширительный бак: *1* -циркуляционный насос; *2* - открытый расширительный бак; *3* - воздушная труба; *4* - соединительная труба расширительного бака

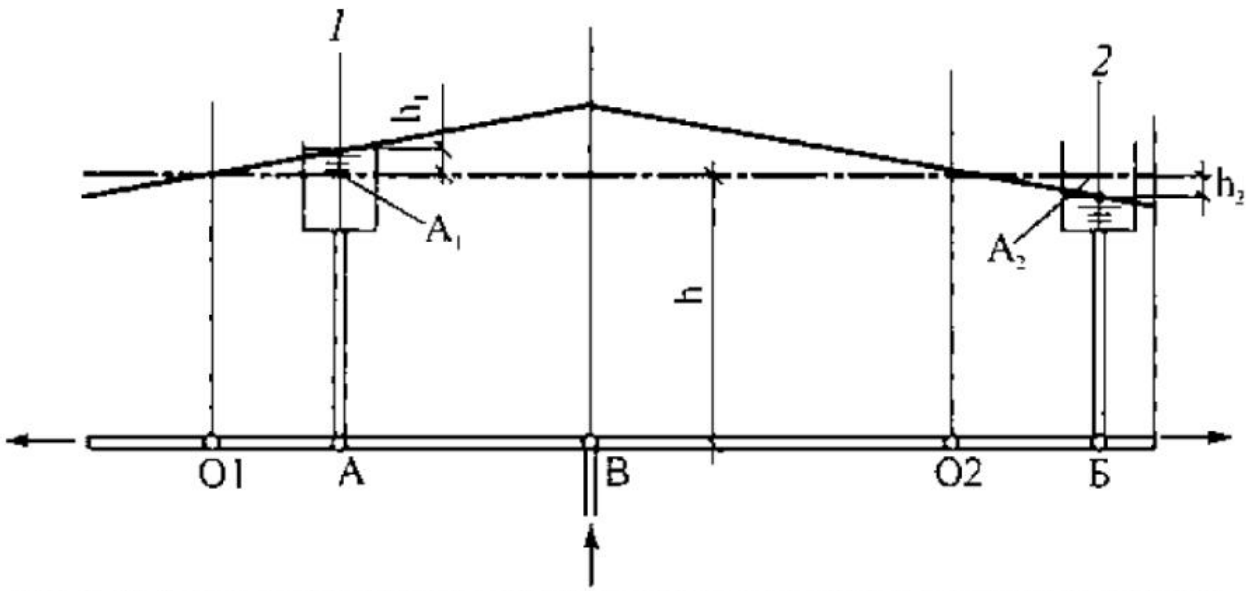

Рис. 7.16. Эпюра гидростатического давления в системе водяного отопления с двумя открытыми расширительными баками, параллельно присоединенными к теплопроводам: O_1, O_2 - точки постоянного давления; A_1, A_2 - площадь поперечного сечения соответственно баков 1 и 2; h_1, h_2 - понижение и повышение уровня воды соответственно в баках 1 и 2

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 приме-

ре 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.

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 1, ближнем к общей точке В системы отопления,

$$h_1 = ((\Delta p_{A\text{-}O1} + \Delta p_{O2\text{-}Б}) / \rho g)(A_2 / (A_1 + A_2)) \qquad (7.17)$$

или в более удобном для вычислений виде

$$h_1 = ((\Delta p_{B\text{-}Б} - \Delta p_{B\text{-}A}) / \rho g)(A_2 / (A_1 + A_2)). \qquad (7.17, а)$$

Аналогичный вид будет иметь и формула для определения величины опускания воды h_2 в баке 2.

Если площадь одного из баков (например, бака 2) весьма велика по сравнению с площадью другого, то точка постоянного давления О2 переместится к точке Б, а положение "нейтральной" точки О1 будет зависеть от разности потерь давления на отрезках теплопроводов В-Б и В-А. Когда эта разность положительна, уровень воды в баке *1* повысится, а точка О1 расположится после точки А (по направлению движения воды). Когда она отрицательна, уровень воды в баке *1* понизится, а точка О1 будет находиться перед точкой А.

В частном случае, при равных потерях давления $\Delta p_{в\text{-}в} = \Delta p_{в\text{-}д}$ 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 ИИ и расширительным баком 7 добавлена новая система спраэа 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.

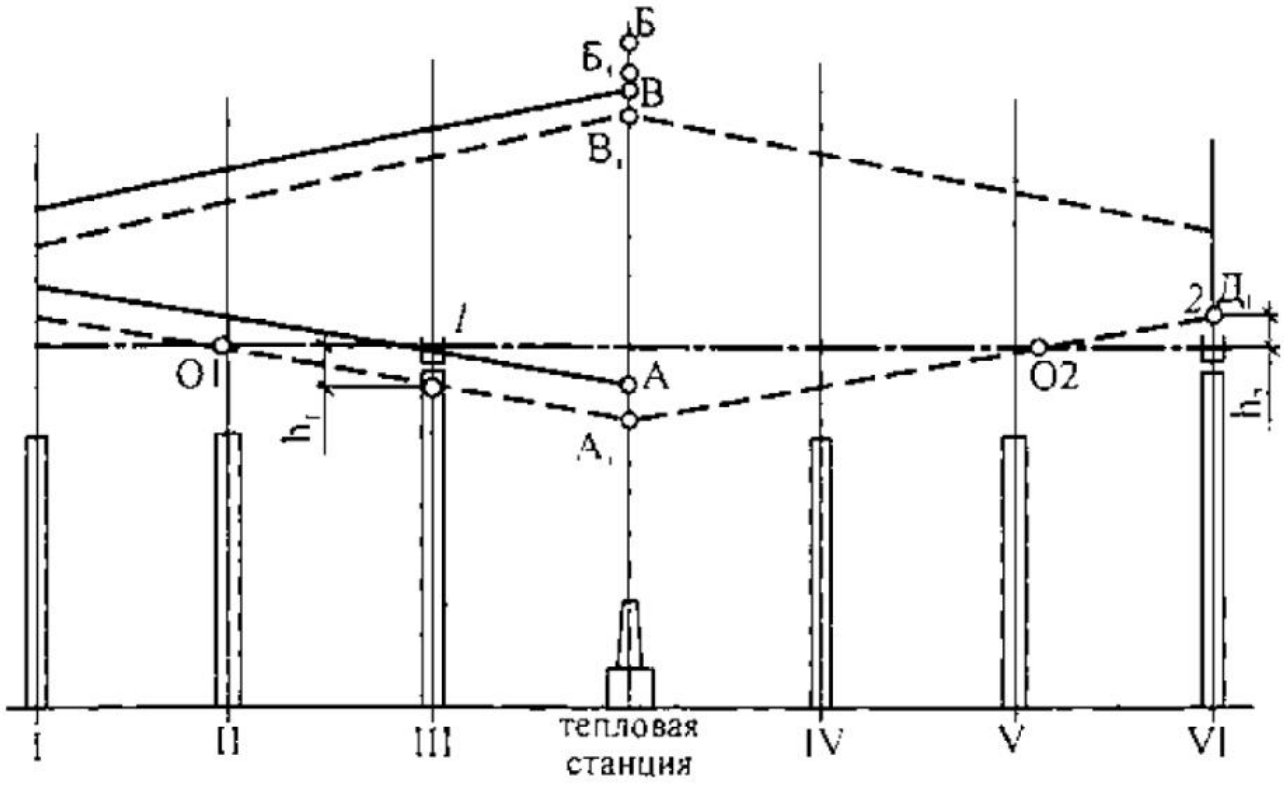

Рис. 7.17. Изменение гидростатического давления в теплопроводах районной системы теплоснабжения при ее расширении с установкой второго расширительного бака: 1 и 2 - соответственно существующий и дополнительный расширительные баки; O_1 и O_2 - новые точки постоянного давления

Видно, что точки постоянного давления О1 и О2 не совмещаются с точками присоединения расширительных баков к теплопроводам. При этом происходит понижение уровня воды в баке *1* 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 значительнее 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 Δp_e, возникающее в системе, можно рассматривать как сумму двух величин: давления $\Delta p_{e\,пр}$, образующегося вследствие охлаждения воды в отопительных приборах, и давления $\Delta p_{с.тр}$, вызываемого охлаждением воды в трубах

$$\Delta p_e = \Delta p_{e,пр} + \Delta p_{e.тр}. \qquad (7.18)$$

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 $\Delta p_{с.тр}$.

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 ($\Delta p_{с.тр}$), 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 ρ_1, (при температуре после центра нагревания) до значения ρ_5 (при температуре перед центром нагревания). На стыках вертикальных и горизонтальных труб покажем промежуточные значения плотности воды.

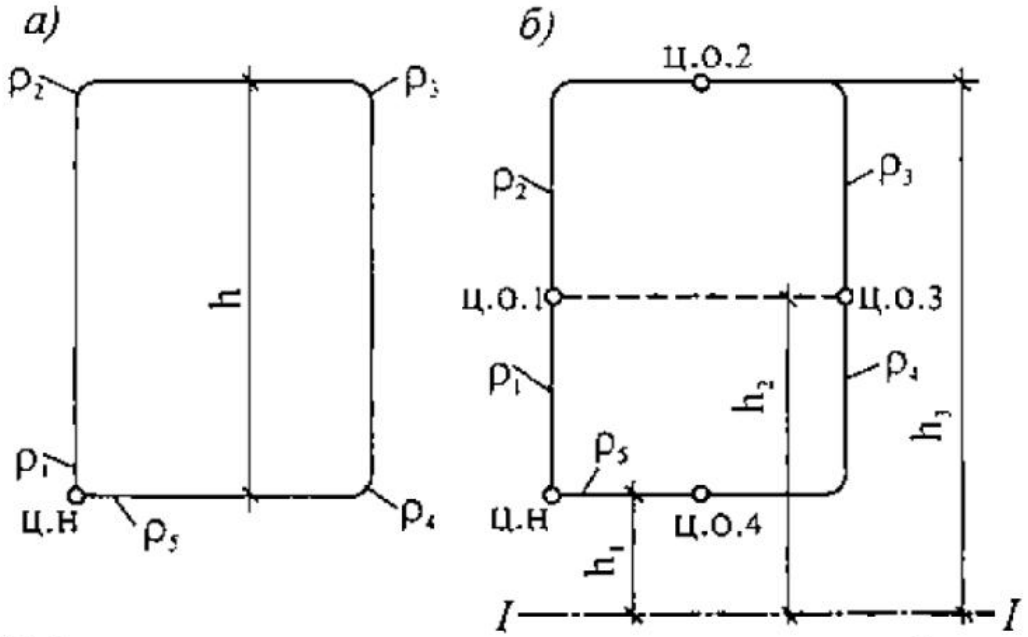

Рис. 7.18. Схемы вершкального циркуляционного кольца теплопроводов без отопительных приборов с центром нагревания (ц.н) теплоносителя воды: *а* - при постепенном охлаждении воды в трубах; *б* - при введении условных центров охлаждения (ц.о) воды

Естественное давление, вызывающее движение воды в трубах, найдем как разность гидростатического давления двух столбов воды высотой h, имеющей различную среднюю плотность:

$$\Delta p_{e.тр} = gh((\rho_3 + \rho_4) / 2 - (\rho_1 + \rho_2) / 2). \qquad (7.19)$$

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*:

$$\Delta p_{e.тр} = g((h_3 - h_2)(\rho_3 - \rho_2) + (h_2 - h_1)(\rho_4 - \rho_1)). \qquad (7.20)$$

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

$$\Delta p_{e.тр} = g((h_5 - h_4)(\rho_3 - \rho_2) \div (h_4 - h_3)(\rho_3 - \rho_1) +$$
$$+(h_3 - h_2)(\rho_4 - \rho_1) + (h_2 - h_1)\ (\rho_4 - \rho_5))$$

или после преобразования

$$\Delta p_{e.тр} = g(h_5(\rho_3 - \rho_2) + h_4(\rho_2 - \rho_1) + h_3(\rho_4 - \rho_3) +$$
$$\div h_2(\rho_1 - \rho_5) + h_1(\rho_5 - \rho_4)). \qquad (7.21)$$

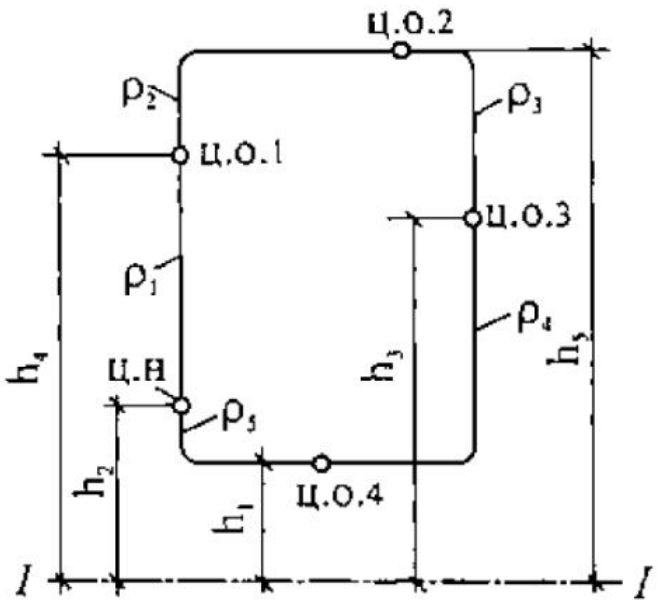

Рис. 7.19. Схема вертикального циркуляционного кольца теплопроводов без отопительных приборов с произвольно расположенными центрами нагревания (ц.н) и охлаждения (ц.о) теплоносителя воды

По последнему уравнению можно установить, что для получения значения естественного давления следует вертикальные расстояния от центров охлаждения и нагревания до плоскости отсчета *I-I* умножать на разности плотности воды после и до каждого центра (считая по направлению движения воды). При этом охлаждение над центром нагревания 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:

$$\Delta p_{e.тр} = g\sum_{1}^{N}(h_i(\rho_{i+1} - \rho_i)). \qquad (7.22)$$

Можно сделать **вывод:** значение естественного давления, возникающего вследствие охлаждения воды в трубах циркуляционного кольца, состоящего из N участков, складывается из произведений высоты h; расположения центра охлаждения или нагревания над некоторой условной плоскостью на разность плотности воды в концах участка, включающего этот центр.

Видно, что естественное циркуляционное давлением тем больше, чем выше расположены центры охлаждения над центром нагревания (обычно за плоскость отсчета принимают

плоскость, проходящую через центр нагревания). При расположении хотя бы одного из центров охлаждения ниже центра нагревания (ц.о.4 на рис. 7.19) естественное циркуляционное давление уменьшается.

Следовательно, в системе отопления с верхней разводкой $\Delta p_{е.тр}$ всегда больше, чем в системе с нижней разводкой, за счет увеличения вертикального расстояния от центров охлаждения в верхней магистрали до центра нагревания.

§ 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 $\Delta p_{с.пр}$ 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.

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),

$$G_{ст} = Q_{ст}\beta_1\beta_2 / (c\Delta t_{ст}), \qquad (7.23)$$

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; β_1, β_2 - поправочные коэффициенты (см. формулу (4.21)); с - удельная теплоемкость воды (4,187 кДж/(кг°С)); $\Delta t_{ст}$ - расчетный перепад температуры воды в стояке.

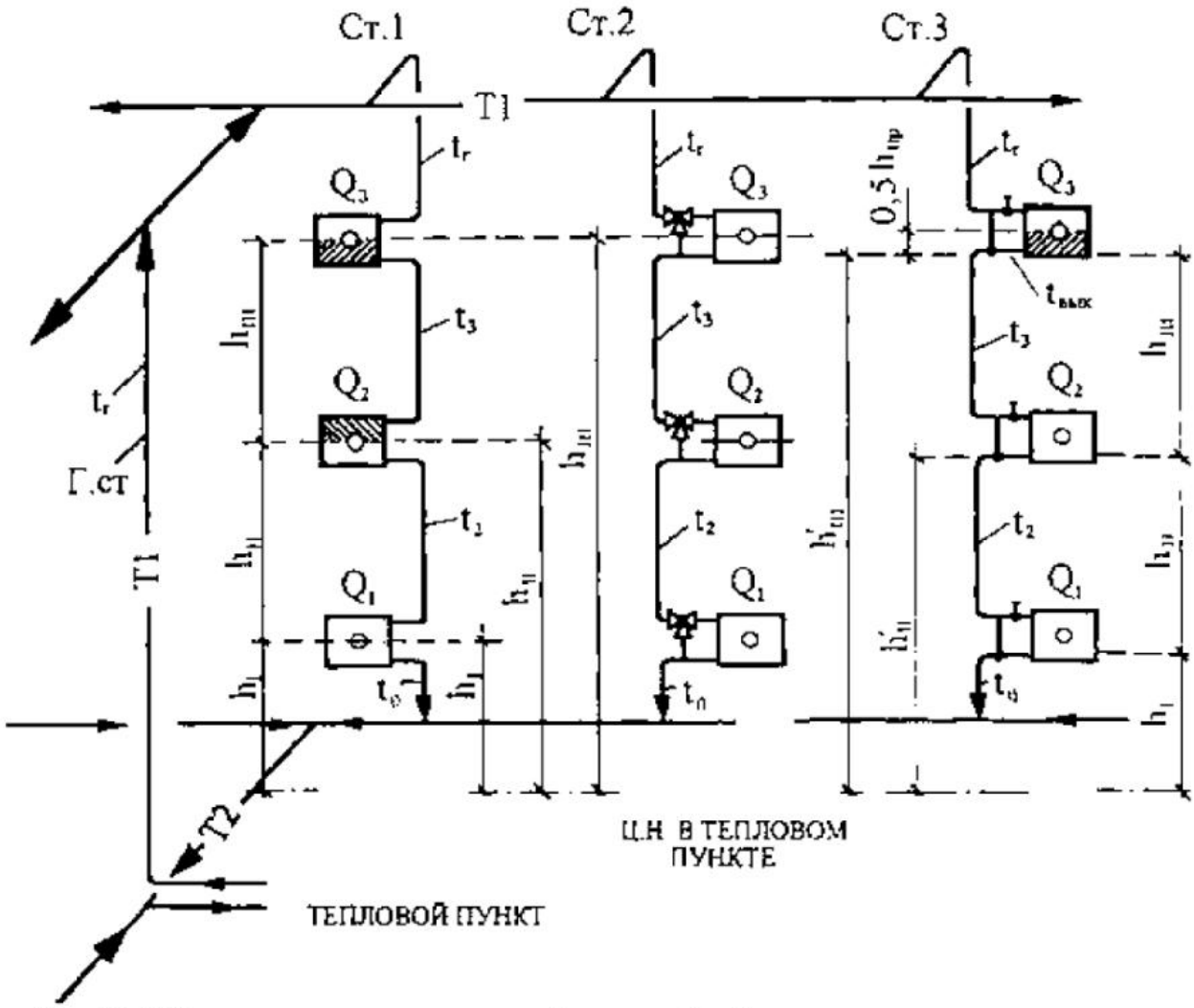

Рис. 7.20. Расчетная схема вертикальной однотрубной системы водяного отопления с верхней разводкой: Ст.1 - проточный стояк; Ст.2 - проточно-регулируемый стояк; Ст.3 - стояк с замыкающими участками; кружки в контуре отопительных приборов -центры охлаждения воды в приборах; жирные точки на стояке 3 - центры охлаждения 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 $\Delta t_{ст} = t_г - 1_о$. Температура воды на каждом участке стояка будет промежуточной между значениями t_1 и $t_о$ 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)

$$Q_{ст} / (t_г - t_о) = Q_3 / (t_г - t_3),$$

откуда

$$t_3 = t_г - (Q_3 / Q_{ст})(t_г - t_о).$$

Аналогично

$$t_2 = t_г - ((Q_3 + Q_2) / Q_{ст})(t_г - t_о).$$

В общем виде температура воды на i-том участке однотрубного стояка будет равна

$$t_i = t_г - (\Sigma Q_i / Q_{ст})\Delta t_{ст}, \qquad (7.24)$$

где ZQ_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 ρ_3) сохраняется в стояке по высоте h_3, а температура t_2 (и плотность ρ_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

$$g(h_3\rho_3 + h_2\rho_2 + h_1\rho_o),$$

где ρ_o - плотность воды при расчетной температуре t_o обратной воды в системе.

Гидростатическое давление в главном стояке (Пет на рис. 7.20) с учетом той же высоты при температуре воды $t_г$

$$g(h_3\rho_г + h2\rho_г + h_1\rho_г),$$

где $\rho_г$ - плотность воды при расчетной температуре $t_г$ 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

$$\Delta p_{е.пр} = g(h_3(\rho_3 - \rho_г) + h_2(\rho_2 - \rho_г) + h_1(\rho_o - \rho_г)). \qquad (7.25)$$

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 °С через $\beta = (\rho_o - \rho_г) / (t_г - t_г$, кг/(м3·°С):

$$\Delta p_{е.пр} = \beta g(h_3(t_г - t_3) + h_2(t_г - t_2) + h_1(t_г - t_o)), \qquad (7.26)$$

Для получения более общей и краткой записи выразим разности температуры через тепловые нагрузки и расход воды в стояке:

$$t_г - t_3 = \Delta t_{пр.3} = (Q_3 / (cG_{ст}))\beta_1\beta_2;\ t_г - t_2 = ((Q_3 + Q_2) / (cG_{ст}))\beta_1\beta_2;$$
$$t_г - t_o = ((Q_3 + Q_2 + Q_1) / (cG_{ст}))\beta_1\beta_2.$$

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 $Q_3h_{III} + Q_2h_{II} + Q_1h_1$, так как $h_3 + h_2 + h_1 = h_{III}$ и т.д. (см. рис. 7.20).

Получим более короткое выражение

$$\Delta p_{e.пр} = (\beta g / (cG_{ст}))(Q_3 h_{III} + Q_2 h_{II} + Q_1 h_I)\beta_1\beta_2, \qquad (7.27)$$

где h_{III}, h_{II}, h_I - вертикальные расстояния между центрами охлаждения воды в приборах соответственно на III, И и I этажах и центром нагревания.

В общем виде при N отопительных приборах в однотрубном стояке

$$\Delta p_{e.пр} = (\beta g / (cG_{ст}))\sum_{1}^{N}(Q_i h_i)\,\beta_1\beta_2, \qquad (7.28)$$

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.

Пример 7.1. Определим естественное циркуляционное давление, возникающее вследствие охлаждения воды в отопительных приборах трехэтажного однотрубного стояка (стояк 1 или 2 на рис. 7.20), если их тепловая нагрузка, включая коэффициенты P_1 и P_2, составляет Q_3=1163 Вт, Q_2=930 Вт, Q_1=1396 Вт; высота $h_3 = h_2$=3 м, h_1=2 м; температура воды $t_г$=95 °С, $t_о$=70 °С; β=0,64 кг/(м^3·°С). Расход воды в стояке по формуле (7.23)

$$G_{ст} = Q_{ст}\beta_1\beta_2 / (c\Delta t_{ст}) = 3{,}6(1163 + 930 + 1396) / (4{,}187(95 - 70)) = 120 \text{ кг/ч}.$$

Температура воды на участках стояка по формуле, преобразованной из формулы (7.24)

$$t_i = t_г - Q_3 / (cG_{ст}) = 95 - 3{,}6\cdot 1163 / (4{,}187\cdot 120) = 86{,}7 \text{ °С};$$

$$t_i = t_г - (Q_3 + Q_2) / (cG_{ст}) = 95 - 3{,}6(1163 + 930) / (4{,}187\cdot 120) = 80 \text{ °С}.$$

Естественное циркуляционное давление по формуле (7.26)

$$\Delta p_{e.пр} = 0{,}64\cdot 9{,}81(3(95 - 86{,}7) + 3(95 - 80) + 2(95 - 70)) = 753 \text{ Па}.$$

Естественное циркуляционное давление по формуле (7.27) при $h_{III} = h_3 + h_2 + h_1$ = 8 м, $h_{II} = h_2 + h_1$ = 5 м.

$$\Delta p_{e.пр} = (0{,}64\cdot 9{,}81 / (4{,}187\cdot 120))(1163\cdot 8 + 930\cdot 5 + 1396\cdot 2)3{,}6 = 753 \text{ Па}.$$

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

$$\Delta p_{e.пр} = g(h_3(\rho_3 - \rho_г) + h_2(\rho_2 - \rho_г) + h'_1(\rho_о - \rho_г)). \qquad (7.29)$$

Некоторое различие в значениях естественного циркуляционного давления по формулам (7.25) и (7.29) определяется тем, что $h_1' < h_1$ на $0{,}5h_{пр}$. 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 $0{,}5h_{пр}$ (см. стояк 3 на рис. 7.20), и в малом циркуляционном кольце возникает собственное естественное циркуляционное давление (в заштрихованной части прибора вода имеет температуру $t_{вых}$, в замыкающем участке $t_{вх}$)

$$\Delta p_{е.мал} = g(h_{пр} / 2)(\rho_{вых} - \rho_{вх}), \qquad (7.30)$$

где $\rho_{вых}$ и $\rho_{вх}$ - плотность воды, кг/м^3, соответственно при температуре $t_{вх}$ и $t_{вых}$ (для прибора на III этаже на рис. 7.20 - $t_{вх} = t_г$, $t_{вых} < t_3$, 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:

$$\Delta p_{е.мал} = g h_{пр}(\rho_{ср.пр} - \rho_{з.у}), \qquad (7.30, а)$$

где $\rho_{ср.пр}$ и $\rho_{з.у}$ - плотность воды, 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 $G_{пр}$, обеспечивая теплоотдачу прибора охлаждается до температуры $t_{вых}$. Другой в количестве $G_{з.у} = G_{ст} - G_{пр}$ сохраняет свою температуру, равную $t_{вх}$. 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.

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 ос-

новные приборы установлены открыто и присоединены к специально предусмотренным патрубкам на стояках.

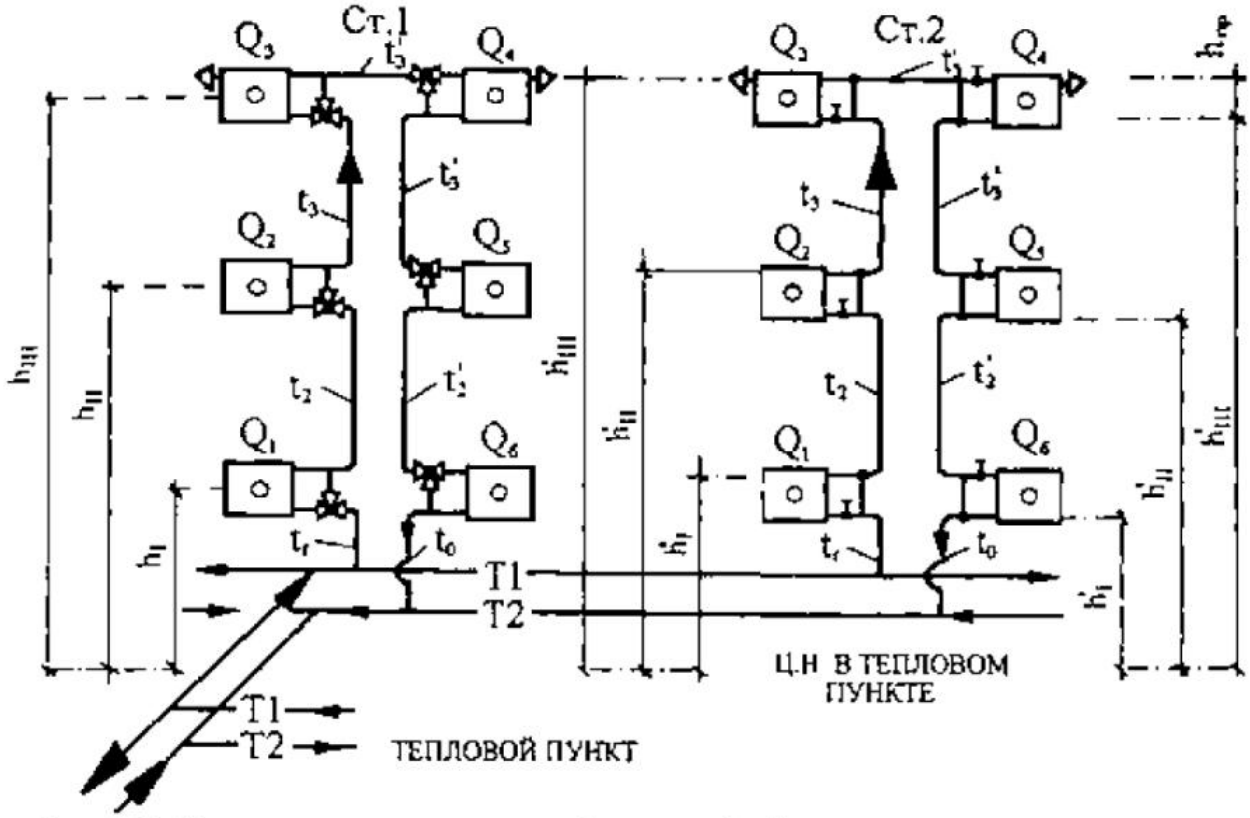

Рис. 7.21. Расчетная схема вертикальной однотрубной системы водяного отопления с нижней разводкой обеих магистралей (с П-образными стояками): Ст.1 - проточно-регулируемый стояк; Ст.2 - стояк с замыкающими участками

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 I.

$$\Delta p_{e.пр} = g(h_3(\rho''_3 - \rho_3) + h_2(\rho'_2 - \rho_2) + h_1(\rho_o - \rho_r)), \qquad (7.31)$$

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 1_1 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.

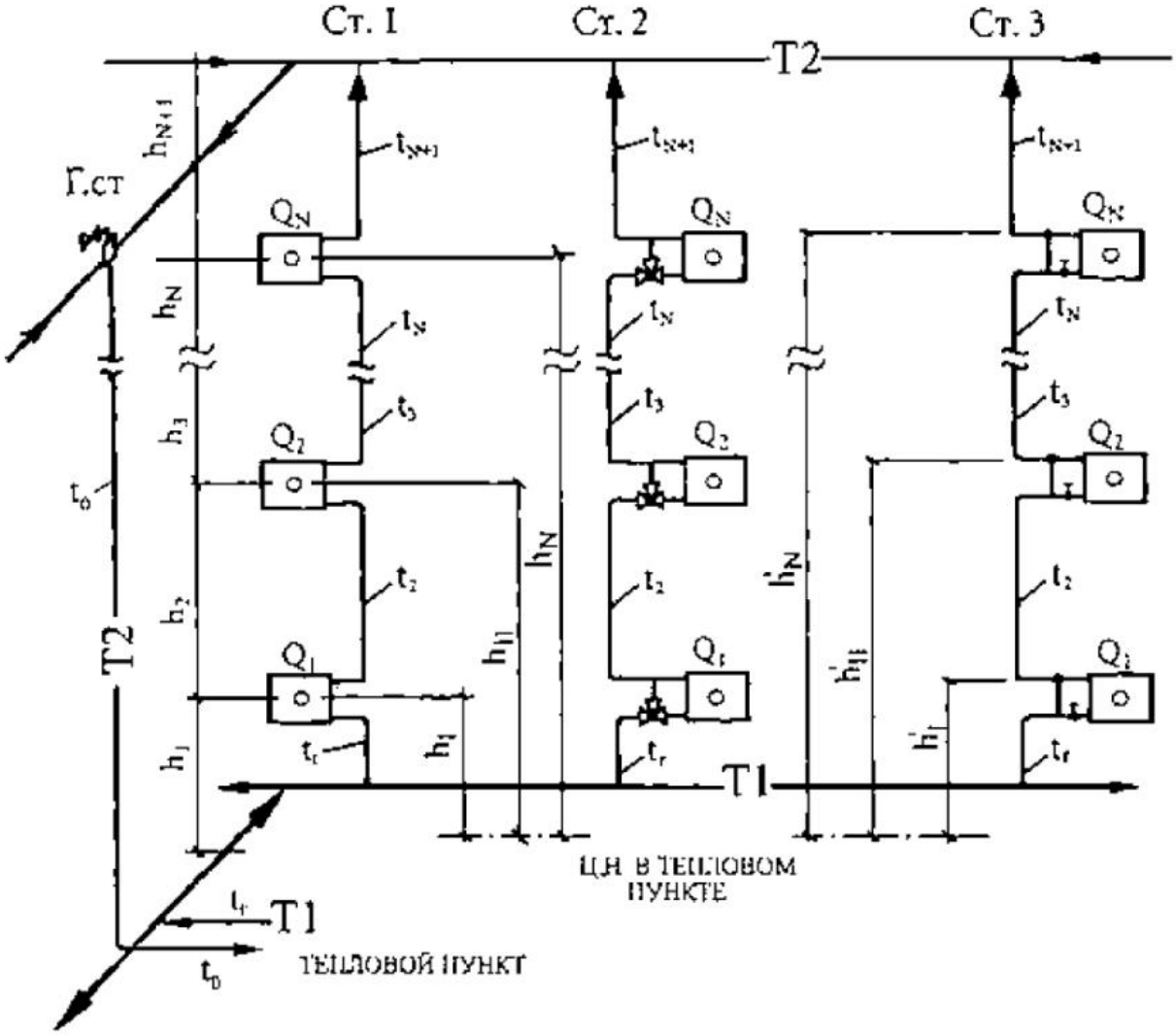

Рис. 7.22. Расчетная схема вертикальной однотрубной системы водяного отопления с "опрокинутой" циркуляцией воды: Ст.1 - проточный стояк; Ст.2 - проточно-регулируемый стояк; Ст.3 - стояк с замыкающими участками

Расход и температуру воды в стояках определяют по формулам (7.23) и (7.24). Естественное циркуляционное давление $\Delta p_{c.пр}$ 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:

$$\Delta p_{e.пр} = g(h_{N+1}(\rho_o - \rho_{N+1}) + h_N(\rho_o - \rho_N) + \ldots$$

$$\ldots + h_2(\rho_o - \rho_2) + h_1(\rho_o - \rho_r)). \qquad (7.32)$$

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.

В циркуляционных кольцах через отопительные приборы на первом этаже возникает естественное давление (см. вывод формулы (7.25))

$$\Delta p_{e.пр.I} = g h_I (\rho_o - \rho_г), \qquad (7.33)$$

где h_t - вертикальное расстояние между центром охлаждения воды в приборах на первом этаже и центром ее нагревания в системе отопления.

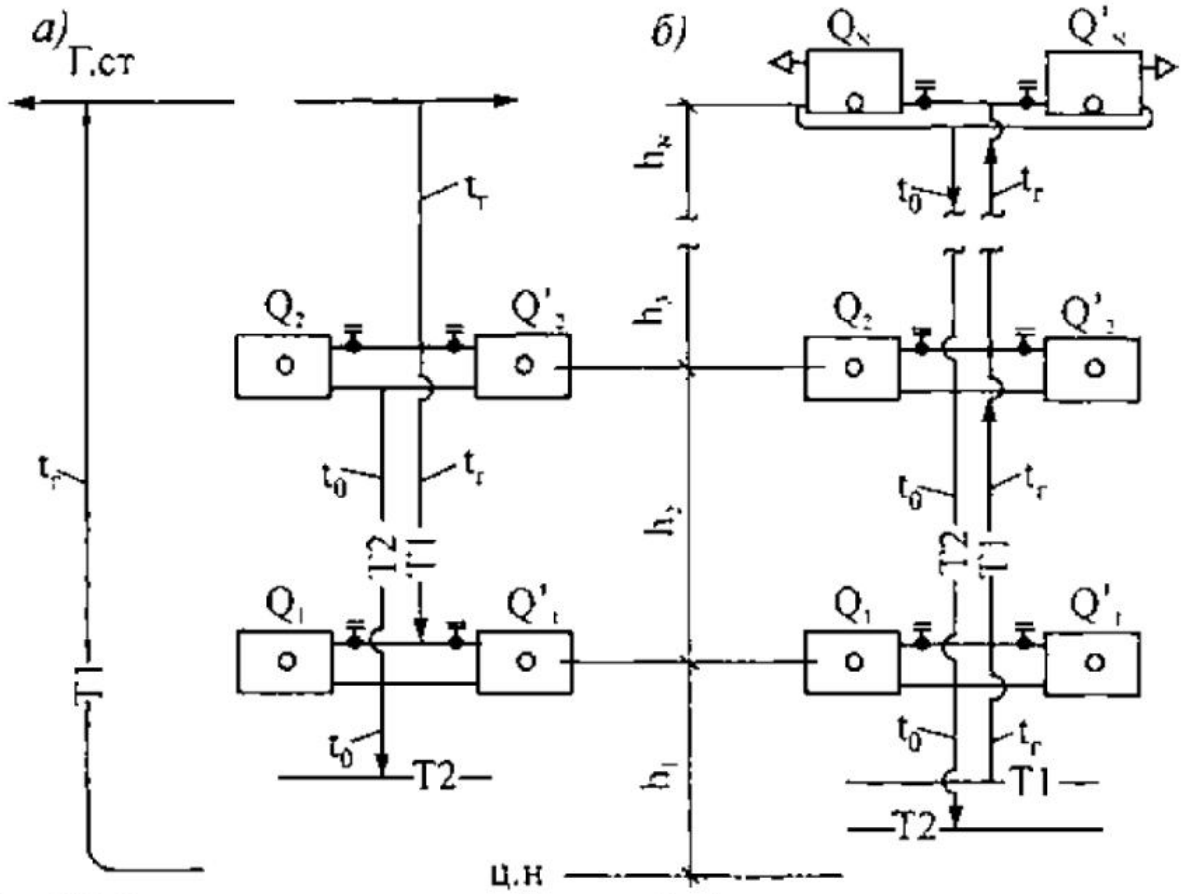

Рис. 7.23. Расчетная схема вертикальной двухтрубной системы водяного отопления: *а* - с верхней разводкой подающей магистрали; *б* - с нижней разводкой обеих магистралей

В циркуляционных кольцах через отопительные приборы на втором этаже

$$\Delta p_{\text{е.пр.II}} = g(h_1 + h_2)(\rho_o - \rho_г), \qquad (7.34)$$

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

$$\Delta p_{\text{е.пр.N}} = g(h_1 + h_2 + \ldots + h_N)(\rho_o - \rho_г). \qquad (7.35)$$

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 подводок 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, *а* - на втором этаже) естественное циркуляционное давление различно в кольцах через ветви на каждом этаже (см. формулы (7.33) - (7.35)): через ветвь на первом этаже

$$\Delta_{\text{ре.пр.I}} = gh_1(\rho_o - \rho_r);$$

через ветвь на втором этаже

$$\Delta_{\text{ре.пр.II}} = g(h_1 + h_2)(\rho_o - \rho_r)$$

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 адалогии с формулой (7.30):

$$\Delta p_{\text{е.мал}} = gh'(\rho_{\text{вых}} - \rho_{\text{вх}}), \qquad (7.36)$$

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.

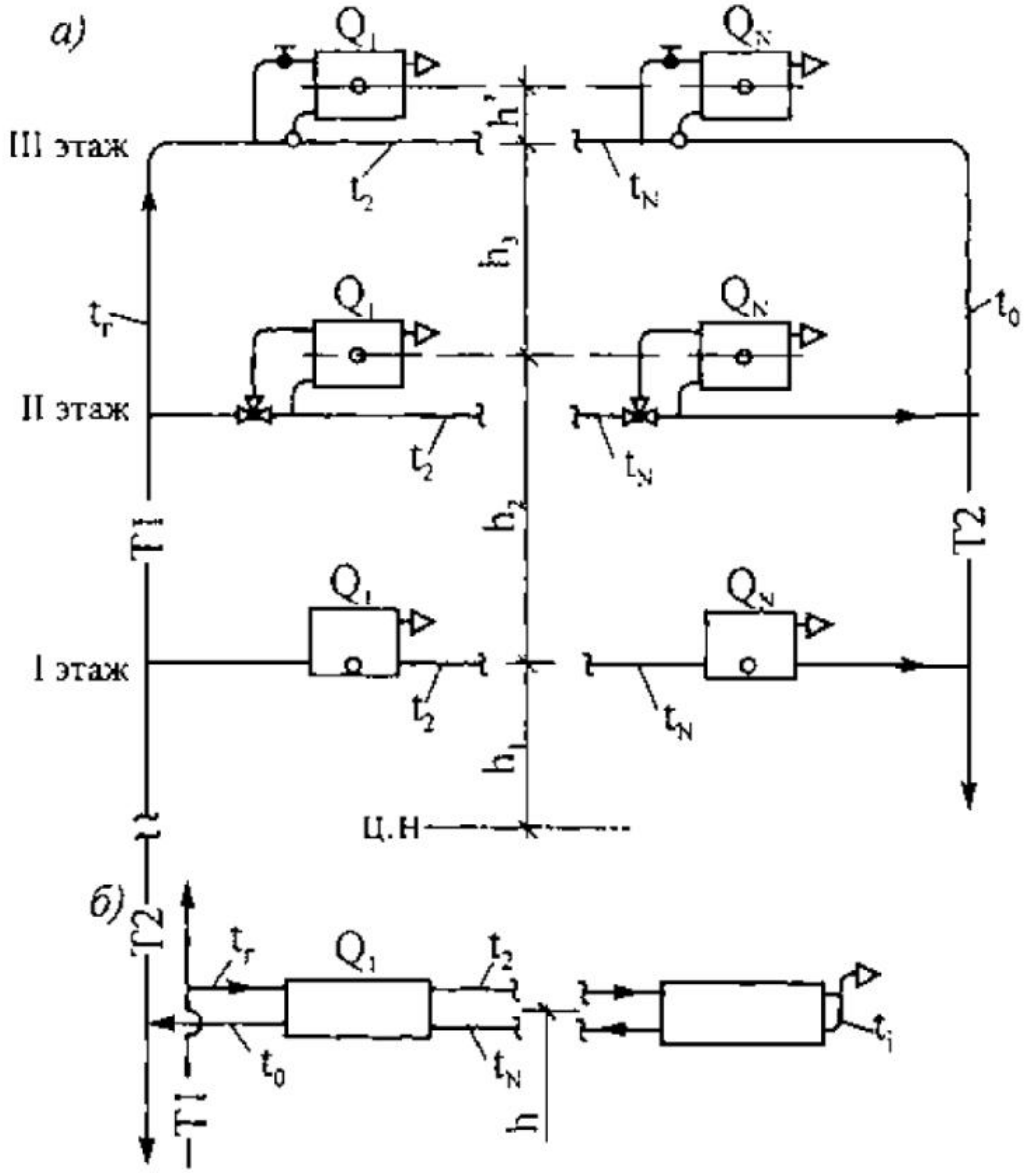

Рис. 7.24. Расчетная схема горизонтальной однотрубной системы водяного отопления: *а* - с проточной ветвью на первом этаже, с проточно-регулируемой ветвью на втором этаже и с ветвью, имеющей осевые замыкающие участки, на третьем этаже; *б* - с бифилярной ветвью

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 переменно, и задачей является выбор его значения в качестве расчетного.

Расчетное циркуляционное давление $\Delta p_р$ в системе водяного отопления в общем виде можно определить по формуле

$$\Delta p_р = \Delta p_н + Б\Delta p_е \qquad (7.37)$$

или

$$\Delta p_р = \Delta p_н + Б(\Delta p_{е.пр} + \Delta p_{е.тр}), \qquad (7.37, а)$$

где $\Delta p_н$ - циркуляционное давление, создаваемое насосом (см. § 3.4) или передаваемое в систему отопления через смесительную установку (см. § 3.5); $\Delta p_{е.пр}$, $\Delta p_{е.тр}$ - 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); Б - поправочный коэффициент, учитывающий значение естественного циркуляционного давления в период поддержания расчетного гидравлического режима в системе (Б≤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 (Б=1). Тогда формула (7.37) для определения расчетного циркуляционного давления в системах отопления **первой** группы принимает вид

$$\Delta p_р = \Delta p_н + \Delta p_е. \qquad (7.38)$$

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 Б=0,4 и тогда

$$\Delta p_р = \Delta p_н + 0{,}4\Delta p_е. \qquad (7.39)$$

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 обусловливается, прежде всего, **надежностью системы отопления**.

Надежная система отопления должна отвечать условиям безотказности, ремонтопригодности 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.

Большей 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.

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 $t_н$ = -30 °С до 6,5 °С при $t_н$=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 (Б=1).

Это положение можно пояснить рис. 7.26, где показаны характеристика циркуляционного насоса и отрезок суммарной характеристики двух "насосов" (механического и естественного), вызывающих циркуляцию воды в системе. В рабочей точке А пересечения суммарной характеристики с характеристикой системы отопления (см. §3.4) под совместным влиянием давления двух "насосов" ($\Delta p_н + \Delta p_е$) обеспечивается расчетный расход воды в системе $G_с$ (при расчетной для отопления температуре наружного воздуха). По мере по-

вышения температуры наружного воздуха естественное циркуляционное давление уменьшается (вследствие уменьшения Δt, см. рис. 7.25), сокращается и расход воды в системе (точка А на рис. 7.26 стремится к точке Б). В рабочей точке Б расход воды минимален и равен $G_н$ (естественное давление равно нулю). Понятно, что, используя в качестве "регулятора" изменение естественного циркуляционного давления, можно лишь приблизиться (в среднем наполовину) к надлежащему количественному регулированию вертикальных однотрубных систем отопления, а оптимальный гидравлический режим в них достижим только при автоматическом регулировании.

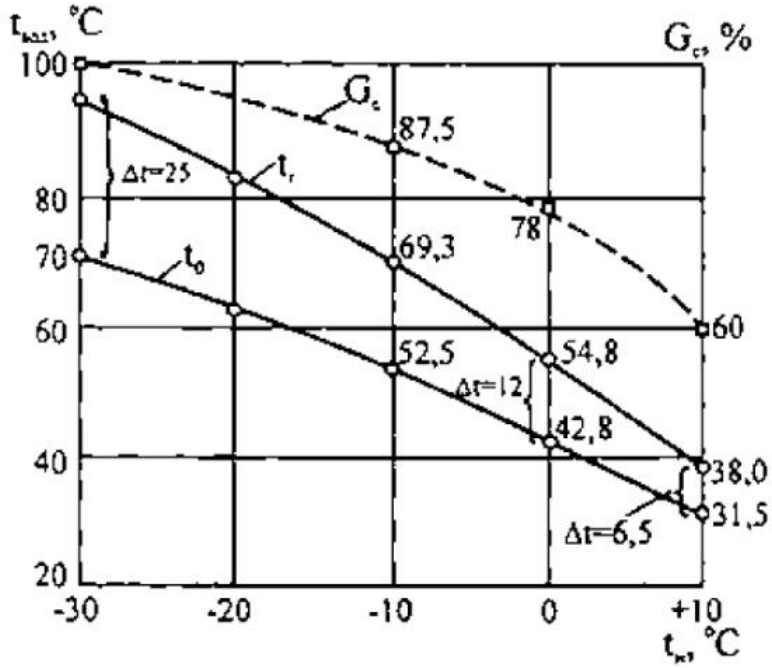

Рис. 7.25. График изменения температуры и расхода воды в вертикальной однотрубной системе отопления в течение отопительного сезона: расчетные значения $t_г$=95 °С и t_o=70 °С соответствуют $t_н$=-30°С

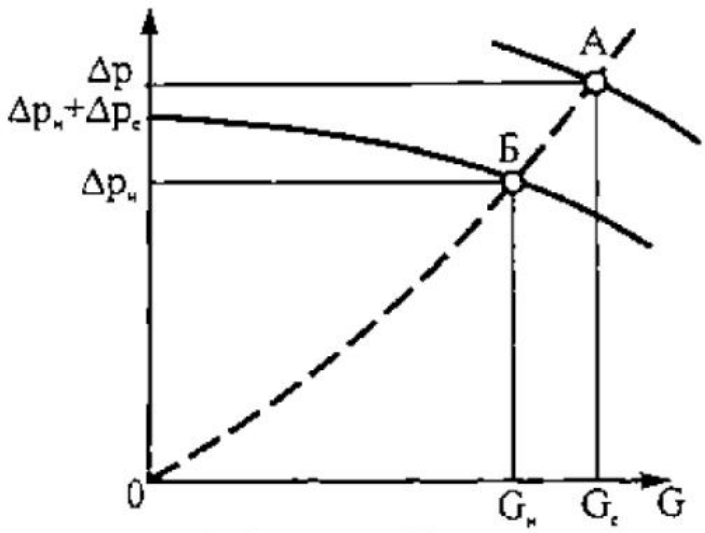

Рис. 7.26. Характеристика насоса (рабочая точка Б) и суммарная характеристика (с учетом естественного циркуляционного давления $Δp_e$, рабочая точка А) применительно к вертикальной однотрубной системе отопления (расход воды изменяется от $G_н$ до G_c)

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 циркуля-

ционного давления заметно нарушается расчетный гидравлический режим отопительных приборов. Вода, подаваемая циркуляционным насосом в стояки, перераспределяется между ветвями и приборами. В холодный период отопительного сезона ($t_н < t_{ср.о.с}$) значительно увеличивается расход воды в верхней части систем при сокращении расхода в нижней части. В теплый период ($t_н > t_{ср\ ос}$) 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 $\Delta p_р$ 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.

ГЛАВА 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 б 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 (см. § 7.5).

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 эта - жестояком) принимается равной расчетным теплопотерям помещений $Q_п$ (за вычетом теплопоступлений, если они имеются).

Тепловая нагрузка участка $Q_{уч}$ составляется из тепловых нагрузок приборов, обслуживаемых протекающей по участку водой:

$$Q_{уч} = \sum Q_{п}. \qquad (8.1)$$

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 $O_{уч}$ при расчетной разности температуры воды в системе $t_г$- $t_о$ по аналогии с формулой (3.7) с учетом дополнительной теплоподачи в помещения

$$G_{уч} = Q_{уч}\beta_1\beta_2 / (c(t_г - t_о)), \qquad (8.2)$$

где $Q_{уч}$- тепловая нагрузка участка, найденная по формуле (8.1); β_1,β_2 - поправочные коэффициенты, учитывающие дополнительную теплоподачу в помещения (см. пояснения к формуле (4.21)); с - удельная массовая теплоемкость воды, равная 4,187 кДж/(кг°С).

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.

Пример 8.1. Тепловая нагрузка участка равна 7000 Вт (включая поправочные коэффициенты β_1 и β_2). Это означает, что вода, протекающая на участке, передает (или уже передала, если это участок обратного теплопровода) в помещения тепловой поток в 7000 Вт. Если при этом вода охладится (или уже охладилась) от 95 до 70 °С, т.е. на 25 °С, то расход воды на участке по формуле (8.2) составит

$$G_{уч} = 7000 \cdot 3,6 / (4,187 \cdot 25) = 241 \text{ кг/ч}.$$

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))

$$G_{с} = Q_{с} / (c(t_г - t_о)) = \sum Q_{п}\beta_1\beta_2 / (c(t_г - t_о)) \qquad (8.3)$$

(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_у$15 и $D_у$20, 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 $\Delta p_{уч}$, Па, циркуляционных колец системы отопления определяют по формуле Дарси-Вейсбаха, известной из курса гидравлики

$$\Delta p_{уч} = (\lambda / d_в) l_{уч} (\rho w^2 / 2) + \sum \zeta_{уч} (\rho w^2 / 2), \qquad (8.4)$$

где λ - 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; $l_{уч}$ - длина участка, м; $\Sigma C_{уч}$ - сумма КМС на участке, выражающая местные потери гидростатического давления в долях гидродинамического давления (значения КМС приведены в справочной литературе); ρ 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 А, 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)

$$\lambda = (64 / Re)(1 + 4(d_в / k_э)^{0,8}), \qquad (8.5)$$

где Re - число Рейнольдса ($Re = w d_в / v$); $k_э$ - эквивалентная шероховатость внутренней поверхности труб (в системах водяного отопления принимают $k_э$=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)

$$1 / (\lambda^{0,5}) = - 2 \lg(2,51 / (Re\ \lambda^{0,5}) + k_э / (3,7 d_в)). \qquad (8.6)$$

Турбулентное движение воды наблюдается в современных насосных системах (особенно однотрубных) 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) зависит в основном от геометрической формы препятствий движению (арматура, приборы, воздухосборники, грязевики, коллек-

торы 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 ж 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 равностороннего 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 Δt_c

$$\Delta t_{ст} = \Delta t_c, \qquad (8.7)$$

причем $\Delta t_c = t_г - t_o$.

Предварительно вычисляют расход воды на каждом участке по формуле (8.2). Потери давления на трение и местные сопротивления на участке определяют раздельно по преобразованной формуле (8.4)

$$\Delta p_{уч} = (\lambda / d_в)(\rho w^2 / 2) l_{уч} + \sum \zeta_{уч}(\rho w^2 / 2) = R l_{уч} + Z, \qquad (8.8)$$

где $R = (\lambda / d_в)(\rho w^2 / 2)$ - удельная потеря давления на трение на длине 1 м, Па/м; $Z = \Sigma C_{уч} (\rho w^2 / 2)$ - потери давления на местные сопротивления, Па.

Потери давления в циркуляционном кольце системы: при последовательном соединении N участков

$$\Delta p_{общ} = \sum_{i=1}^{N} (R l_{уч} + Z)_i, \qquad (8.9)$$

т.е. равны сумме потерь давления на участках, составляющих кольцо; при параллельном соединении двух участков, стояков или ветвей

$$\Delta p_i = \Delta p_j, \qquad (8.10)$$

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

$$\Delta t_{ст} \gtrless \Delta t_{с}. \qquad (8.11)$$

При этом допускают отклонение $\Delta t_{ст}$ на ±7 °С (при $t_г$ 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)

$$\Delta p_{уч} = ((\lambda / d_в) l_{уч} + \sum \zeta_{уч})(\rho w_{уч}^2 / 2) = \\ = (A_{уч}((\lambda / d_в) l_{уч} + \sum \zeta_{уч})) G_{уч}^2 = \\ = S_{уч} G_{уч}^2, \qquad (8.12)$$

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)^2, возникающее при расходе воды 1 кг/ч, которое вычисляется по формуле (после подстановки значения числа тс и преобразования)

$$A_{уч} = 6{,}25 / (10^8 \rho d_в^4); \qquad (8.13)$$

$S_{уч}$ - **характеристика гидравлического сопротивления** участка, Па/(кг/ч)^2, выражающая потери давления на участке при единичном расходе воды (1 кг/ч), которая определяется по формуле (см. формулу (8.12))

$$S_{уч} = A_{уч}((\lambda / d_в) l_{уч} + \sum \zeta_{уч}). \qquad (8.14)$$

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

$$\Delta p_{уч} = (G_{уч} / \sigma_{уч})^2, \qquad (8.15)$$

где $\sigma_{уч}$ - **проводимость** участка, кг/(ч·Па$^{0.5}$), показывающая расход воды при единичной потере давления на участке (1 Па).

Проводимость связана с характеристикой сопротивления зависимостью

$$\sigma = 1 / S^{0.5}. \qquad (8.16)$$

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)

$$S_{общ} = \sum_{i=1}^{N} S_i, \qquad (8.17)$$

т.е. равна сумме характеристик сопротивления участков.

Общая характеристика гидравлического сопротивления **параллельно соединенных** двух участков (характеристика сопротивления так называемого узла)

$$S_{уз} = 1 / (\sigma_1 + \sigma_2)^2 = 1 / (1 / S_1^{0,5} + 1 / S_2^{0,5})^2, \qquad (8.18)$$

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 - σ_1 и σ_2. При включении в узел третьего параллельного участка с характеристикой сопротивления S_3 (проводимостью σ_3) в формулу (8.18) вводится третье слагаемое в скобки знаменателя - σ_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 однотрубного стояка, состоящего из последовательно соединенных приборных узлов и участков

$$S_{ст} = \sum S_{уч} + \sum S_{уз}. \qquad (8.19)$$

В сложные узлы могут объединяться параллельно соединенные и стояки и ветви системы для получения S_c- характеристики сопротивления системы. Тогда потери давления в системе Δp_c при известном расходе воды G_c могут быть найдены по формуле, аналогичной формуле (8.12):

$$\Delta p_c = S_c G_c^2. \qquad (8.20)$$

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 λ, и ζ. 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 ($l_{пр} = l_{уч} + l_{экв}$). Способ приведенных длин применяется при гидравлических расчетах систем парового отопления высокого давления и наружных теплопроводов.

При гидравлическом расчете по динамическим давлениям ($p_{дин} = \rho w^2 / 2$), наоборот, к КМС участков прибавляют дополнительные КМС, эквивалентные по потерям давления линейным потерям на участках ($\Sigma\zeta_{пр} = \Sigma\zeta_{уч} + \Sigma\zeta_{экв}$). 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 $\Delta p_р$ (см. § 7.5), приходящееся на единицу длины кольца Σl, имеет наименьшее значение, т.е.

$$\Delta p_l = \Delta p_р / \Sigma l = \min. \qquad (8.21)$$

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 Δp_l (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 Δp_l 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 $R_{ср}$, Па/м, определяемого по формуле (считая потери давления на трение равными 65 % $\Delta p_р$)

$$R_{ср} = 0{,}65\Delta p_р / \Sigma l, \qquad (8.22)$$

где Σl - 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 $\rho_{ср}$ 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).

Пример 8.2. По участку из легких водо-газопроводных труб длиной l=10 м протекает 240 кг/ч воды при температуре 95 °С (см. пример 8.1). При D_y15 по табл. 8.1 интерполяцией найдем: R= 144 Па/м и w=0,326 м/с. При сумме коэффициентов местных сопротивлений на участке $\Sigma\zeta$=6 потери давления в них по табл. 8.2 составят Z=312 Па. Тогда по формуле (8.8) потери давления на участке

$$\Delta p_{уч} = Rl + Z = 144 \cdot 10 + 312 = 1752 \text{ Па}.$$

Потери давления в основном циркуляционном кольце, состоящем из N последовательно соединенных участков, рассчитанные рассмотренным выше способом по формуле (8.9)

$$\sum_{i=1}^{N}(Rl_{уч} + Z)_i = (0{,}9\ldots0{,}95)\Delta p_р, \qquad (8.23)$$

т.е. они должны быть меньше расчетного циркуляционного давления $\Delta p_р$ 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 ($t_г$=95...105 °С, $t_о$=70 °С, $k_э$=0,2 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	128 0,273	236 0,321	519 0,393	1007 0,466	2099 0,561	3009 0,611	5878 0,726
150	132 0,283	245 0,332	538 0,407	1044 0,483	2175 0,581	3118 0,636	6090 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.

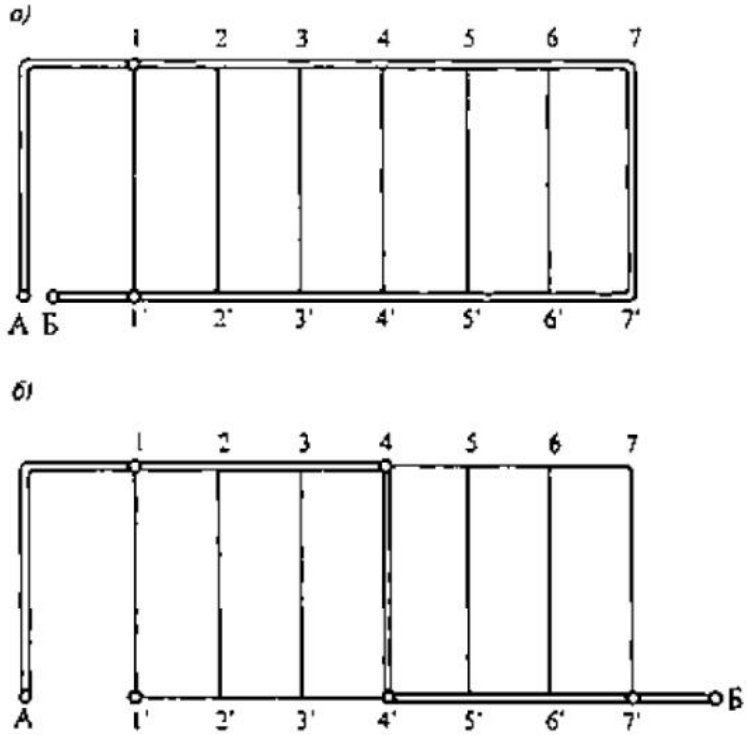

Рис. 8.1. Расчетные схемы циркуляционных колец вертикальных систем отопления : *а* - с тупиковым движением воды в магистралях; *б* - с попутным движением воды в магистралях

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'.

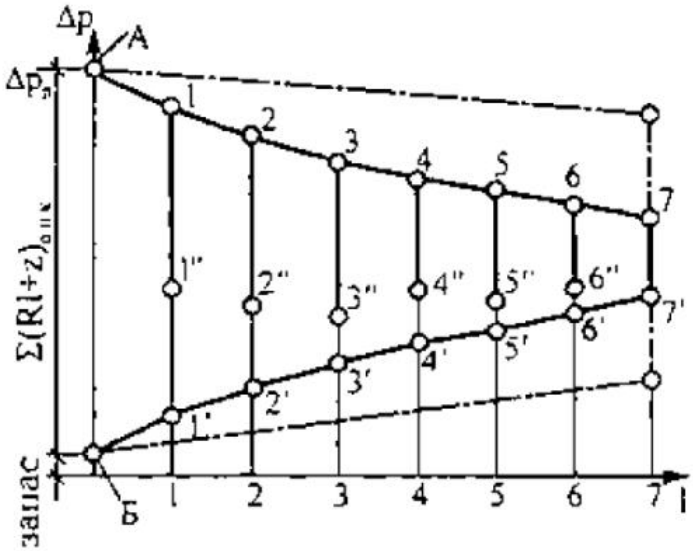

Рис. 8.2. Эпюра циркуляционного давления в системе отопления с тупиковым движением воды в магистралях: 1-7 - точки подключения стояков к магистралям

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 $\Delta p_{р.ст}$, 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:

$$\sum(Rl + Z)_{ст} = \Delta p_{р.ст}, \qquad (8.24)$$

где $\Delta p_{р.ст}$ - располагаемое циркуляционное давление, полученное в результате расчета основного циркуляционного кольца.

Следовательно, располагаемое циркуляционное давление $\Delta p_{рст}$ должно быть равно потерям давления (уже известным) на участках основного кольца, замыкающих рассматриваемый стояк. Таким образом, для двухтрубной системы

$$\Delta p_{р.ст} = \sum(Rl + Z)_{осн}; \qquad (8.25)$$

для однотрубной системы

$$\Delta p_{р.ст} = \sum(Rl + Z)_{осн} + (\Delta p_{е.вт} - \Delta p_{е.осн}), \qquad (8.26)$$

т.е. с поправкой на разность естественного циркуляционного давления во второстепенном $\Delta p_{е.вт}$ и основном $\Delta p_{е\ осн}$ кольцах.

Например, для стояка 1 (см. рис. 8.1, *а)* по формуле (8.25)

$$\Delta p_{р.ст..1} = \sum(Rl + Z)_{1\text{-}7\text{-}7'\text{-}1'}.$$

В системах с тупиковым движением воды затруднительно при ограниченном сортаменте 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 $\Delta p_{р.СТ.1}$ 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 $d_д$, мм, определяется по формуле

$$d_д = 3{,}5(G_{ст}^2 / \Delta p_д)^{0{,}25}, \qquad (8.27)$$

где $G_{ст}$ - расчетный расход воды в стояке, кг/ч; $\Delta p_д$ - избыток давления, который необходимо поглотить диафрагмой, Па (например, для стояка 1 на рис. 8.1 согласно

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 $\Delta p_{р\,ст}$ определяют перепад температуры воды в стояках $\Delta t_{ст}$ по формуле

$$\Delta t_{ст} = Q_{ст}\beta_1\beta_2 / (c\sigma_{ст}\Delta p_{р.ст}^{0{,}5}), \qquad (8.28)$$

где $\sigma_{ст}$ - проводимость стояка, кг/(ч·Па^{0,5}), 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)

$$\Delta p_{р.ст.1} = \Sigma(Rl + Z)_{1\text{-}4\text{-}4'},$$

а через стояк 7

$$\Delta p_{р.ст.7} = \sum(Rl + Z)_{4\text{-}4'\text{-}7'}.$$

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 ±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.

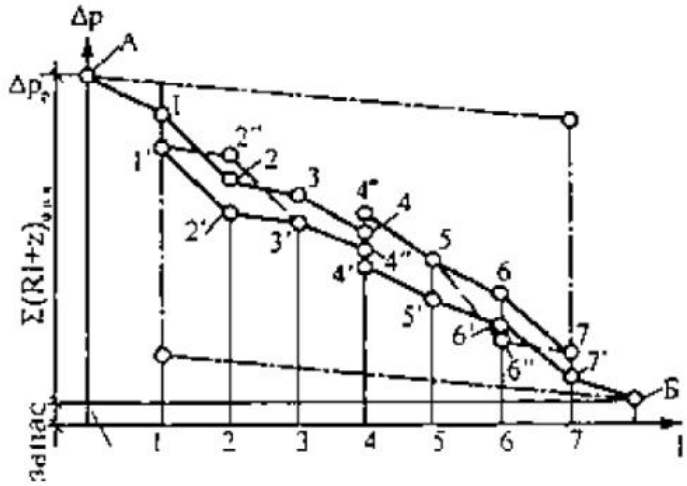

Рис. 8.3. Эпюра циркуляционного давления в системе отопления с попутным движением воды в магистралях: 1 -7 - точки подключения стояков к магистралям

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 ±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 однотрубной системы отопления многоэтажного здания, уменьшая диаметр стояков. В двухтрубной системе для этого потребуется увеличить гидравлическое сопротивление подводок ко всем отопительным приборам. Это делает 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 находятся 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

$$G_1 / G_2 = \sigma_1 / \sigma_2, \qquad (8.29)$$

где σ_1 и σ_2 - проводимости гидравлически параллельных участков между точками А и Б (см. рис. 8.4), кг/(ч·Па^{0,5}), определяемые по формуле (8.16).

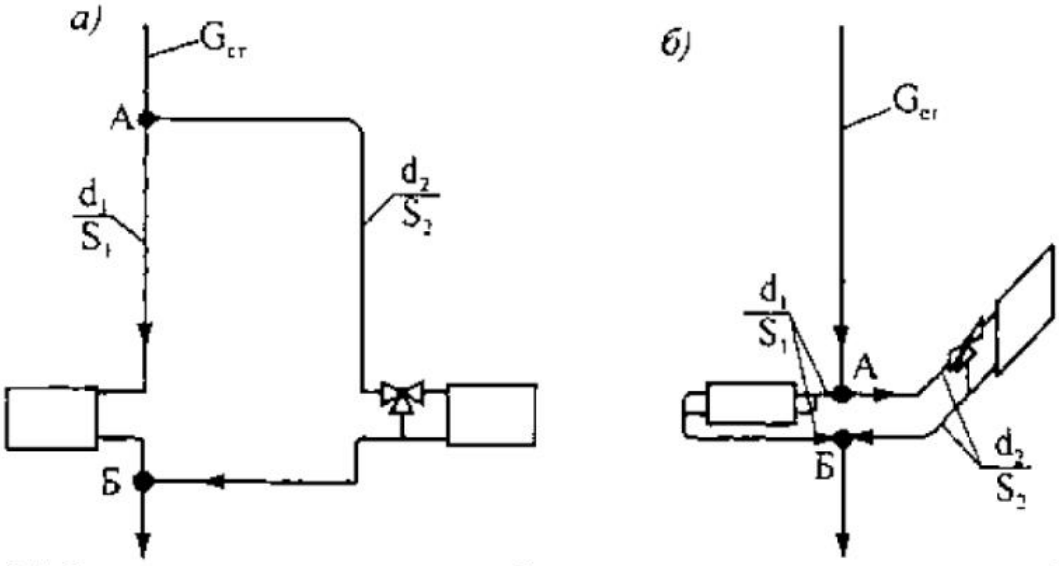

Рис. 8.4. Схемы нетиповых узлов однотрубных стояков: *а* - с ответвлением к прибору, удаленному от стояка; *б* - с приборами различного вида; S1 и S2 - характеристики сопротивления параллельно соединенных участков между точками А и Б

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 $G_{пр}$ и в стояке $G_{ст}$ называют **коэффициентом затекания воды** в прибор

$$\alpha = G_{пр} / G_{ст}. \qquad (8.30)$$

Следует стремиться к повышению коэффициента затекания воды: чем больше α, 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 а 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 ($G_{мин}$ на рис. 8.5). Например, если диаметр труб стояка, замыкающих участков и подводок равен 15 мм, то при расходе воды менее 200 кг/ч следует переходить к однотрубному стояку проточному или с трехходовыми кранами и обходными участками.

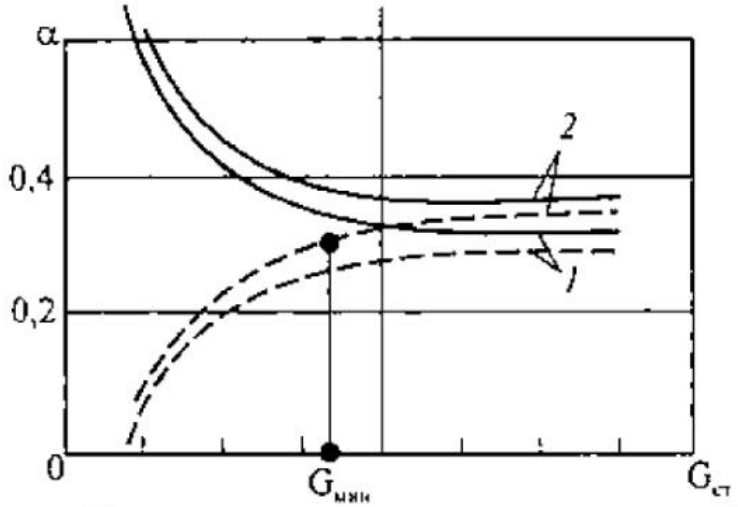

Рис. 8.5. Изменение коэффициента затекания воды в отопительные приборы однотрубных стояков: *1* - с осевыми замыкающими участками; *2* - со смещенными замыкающими участками; сплошная линия - движение воды в стояках сверху вниз; пунктирная линия - то же снизу вверх

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 $G_{мин}$ 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

$$\Delta p_{р.мал} = \Sigma(Rl + Z)_{з.у} \pm \Delta p_{е.мал}, \qquad (8.31)$$

где $\Sigma(R1 + Z)_{з.у}$ - потери давления в замыкающем участке, известные из гидравлического расчета стояка; $\Delta p_{е.мал}$ - 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 а выбран правильно, то потери давления в подводках к приборам должны равняться $\Delta p_{e\,мал}$ по формуле (8.31), т.е. будет достигнута увязка действующих давлений. В противном случае находят путем повторных расчетов фактические значения α, необходимые для уточнения площади приборов.

Пример 8.3. Выполним гидравлический расчет основного циркуляционного кольца из легких водо-газопроводных труб вертикальной однотрубной системы водяного отопления трехэтажного здания, присоединенной к наружным теплопроводам через водоструйный элеватор, при параметрах теплоносителя $t_г$=150 °С, $t_в$=95 °С, $t_о$=70 °С. Тепловые нагрузки приборов, стояков и участков (Вт), длины участков (м) указаны на схеме (рис. 8.6). Отопительные приборы (радиаторы РСВ) установлены у световых проемов, присоединены к стоякам без уток со смещенными обходными участками на третьем этаже (с кранами КРТ) с осевыми замыкающими участками на втором и со смещенными замыкающими участками на первом (с кранами КРП) этаже,

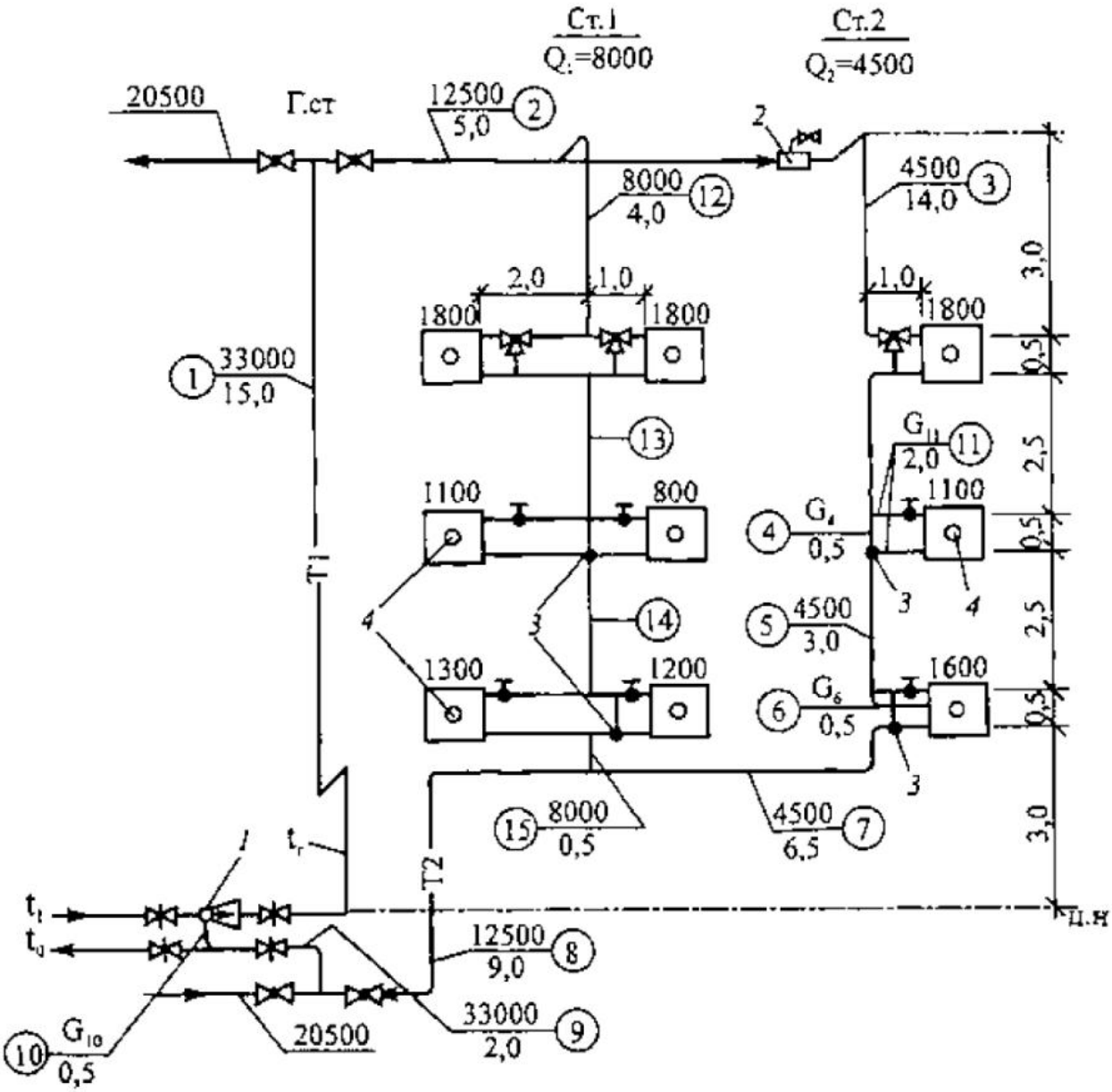

Рис. 8.6. Схема вертикальной однотрубной системы водяного отопления с верхней разводкой и тупиковым движением воды в магистралях (к примеру 8.3): *1* - водоструйный элеватор; *2* - воздухосборник; *3* и *4* - центры охлаждения воды (ц.о) соответственно в

стояках и отопительных приборах; ц.н - условный центр нагревания воды; цифра над отопительным прибором и под номером стояка - их тепловая нагрузка (Вт)

Основное циркуляционное кольцо выбираем при тупиковом движении воды в магистралях через стояк 2. Длина кольца 56 м (принимая, что правая ветвь системы значительно длиннее левой). Расчетное циркуляционное давление по формуле (7.38), пренебрегая как незначительной величиной $\Delta p_{елр}$, $\Delta p_р = \Delta p_н + \Delta p_{с.пр} = 5600 + +980 = 6580$ Па, принимая $\Delta p_н$=5600 Па по формуле (3.10) и определяя по формуле (7.28) и по таблицам Справочника проектировщика [10]

$$\Delta p_{с.пр} = (0,64 \cdot 9,81 / 4,187 \cdot 180)(1600 \cdot 3 + 1100 \cdot 6 + 1800 \cdot 9,25)3,6 \cdot 1,06 \cdot 1,1 = 980 \text{ Па}$$

при расходе воды в стояке по формуле (7.23)

$$G_{ст} = 4500 \cdot 3,6 \cdot 1,06 \cdot 1,1 / (4,187(95 - 70)) = 180 \text{ кг/ч}.$$

Средние удельные линейные потери давления по формуле (8.22) $R_{ср}$= 0,65-6580 / 56 = 76 Па/м.

$$R_{ср} = 0,65 \cdot 6580 / 56 = 76 \text{ Па/м}.$$

Результаты гидравлического расчета (по табл. II. 1 и П.3 Справочника проектировщика [10]) вносим в бланк гидравлического расчета (табл. 8.3).

Таблица 8.3. Гидравлический расчет основного циркуляционного кольца вертикальной однотрубной системы отопления

Данные по участкам схемы				Принято						
№	Q, Вт	G, кг/ч	l, м	$D_у$, мм	w, м/с	R, Па/м	Rl, Па	$\Sigma\zeta$	Z, Па	Rl + Z, Па
1	33000	1320	15,0	32	0,355	57	855	2,0	123	978
2	12500	500	5,0	20	0,38	130	650	11,9	840	1490
3	4500	180	14,0	15	0,245	83	1162	15,35	450	1612
4	-	120	0,5	15	0,16	39	20	2,3	29	49
5	4500	180	3,0	15	0,245	83	249	0,8	24	273
6	-	90	0,5	15	0,12	23	12	7,4	52	64
7	4500	180	6,5	15	0,245	83	540	6,4	188	728
8	12500	500	9,0	25	0,23	37	333	10,5	272	605
9	33000	1320	2,0	32	0,355	57	114	1,0	62	176
10	-	907,5	0,5	25	0,42	115	58	1,2	103	161
			Σl = 56,0				ΣRl = 3993		ΣZ = 2143	6136

Примечания к табл. 8.3.

1. Расход воды на участке 4 при а=0,33 (по табл. 9.3 [10]) G_4 = (1-0,33) 180 =120 кг/ч.
2. Расход воды на участке 6 при α=0,5 $G_б$ = (1 - 0,5)180 = 90 кг/ч.
3. Расход воды на участке 10 по формулам (3.12) и (3.15)

$$G_{10} = G_c - G_i = 1320 - 33000 \cdot 3{,}6 \cdot 1{,}06 \cdot 1{,}1 / (4{,}187(150 - 70)) = 907{,}5 \text{ кг/ч}.$$

4. Предварительный выбор диаметра участка D_y проведен по значению $R_{ср}$=76 Па/м по табл. II.1 [10].

По Справочнику проектировщика проверим правильность выбора коэффициентов затекания воды в приборы. По формуле (10.39) [10] найдем для приборов:

на втором этаже $S_e = 31 - 0{,}64 - 0{,}5 - 1100 / 180^3 = 18{,}7 \cdot 10^{-4}$ Па/(кг/ч)2;

$$\text{на первом этаже } S_e = 31 \cdot 0{,}64 \cdot 0{,}5 \cdot 1600 / 180^3 = 27{,}2 \cdot 10^{-4} \text{ Па/(кг/ч)}^2.$$

Так как полученные значения S_e меньше предельных, указанных в табл. 10.11 [10], то коэффициенты затекания воды а (см. примечания I и 2 к табл. 8.3) могут быть оставлены без изменения.

Запас давления в основном циркуляционном кольце

$$((6580 - 6136) / 6580)100 = 6{,}75\ \%$$

удовлетворяет условию, выраженному формулой (8.23).

При расчете приняты следующие значения коэффициентов местных сопротивлений на участках (по табл. П. 10-11.15 Справочника проектировщика [10]), причем для смежных участков местное сопротивление тройника отнесено к участку с меньшей тепловой нагрузкой (соответственно, с меньшим расходом теплоносителя).

Участок 1: задвижка D_y40 0,5
отводы D_y32, 3 шт ..... 0,5·3=1,5
$\Sigma\zeta_1$=2,0

Участок 2: тройник на растекании при $\bar{G}_{отв} = G_{отв} / G_{ст.в} = 500 / 1320 = 0,38$ 10,1
кран пробочный проходной D_y20 1,8
$\Sigma\zeta_2$=11,9

Участок 3: тройник на проходе при $\bar{G}_{прох} = 180 / 500 = 0,36$ 4,8
воздухосборник 1,5
отводы D_y15, 4 шт ..... 0,8·4=3,2
тройник на проходе при $\bar{G}_{прох}$ =1 0,7
радиатор РСВ при D_y15 0,75
кран трехходовой D_y15 при проходе 4,4
$\Sigma\zeta_3$=15,35

Участок 4: два тройника на проходе при $\bar{G}_{прох} = 1 - \alpha = 1 - 0,33 = 0,67$ ..... 1,15·2=2,3
$\Sigma\zeta_4$=2,3

Участок 5: отвод D_y15 ..... $\Sigma\zeta_5$=0,8

Участок 6: тройник на ответвлении при $\bar{G}_{прох} = 1 - 0,5 = 0,5$ и делении потока 5,4
то же, при слиянии потоков 2,0
$\Sigma\zeta_6$=7,4

Участок 7: отводы D_y15, 2 шт ..... 0,8·2=1,6
тройник на проходе при $\bar{G}_{прох}$ =0,36 4,8
$\Sigma\zeta_7$=6,4

Участок 8: отводы D_y25, 2 шт ..... 0,5·2=1,0
кран пробочный проходной D_y25 1,7
тройник на противотоке при $\bar{G}_{отв} = 500 / 1320 = 0,38$ 7,8
$\Sigma\zeta_8$=10,5

Участок 9: отвод D_y32 0,5
задвижка D_y40 0,5
$\Sigma\zeta_9$=1,0

Участок 10: тройник на ответвлении при $\bar{G}_{отв} = 907,5 / 1320 = 0,7$
и делении потока ..... $\Sigma\zeta_{10}$=1,2

Пример 8.4. Определим располагаемое циркуляционное давление и среднюю удельную линейную потерю давления для гидравлического расчета второстепенного циркуляционного кольца однотрубной системы отопления, изображенной на рис. 8.6.

Гидравлический расчет второстепенного кольца через стояк 1 сводится в данном случае к расчету самого стояка 1. Располагаемое циркуляционное давление для расчета стояка 1 определяем по формуле (8.26)

$$\Delta p_{р.ст.1} = \Sigma(Rl + Z)_{3-7} + (\Delta p_{е.ст.1} - p_{е.ст.2}) = 2726 + (1027 - 980) = 2773 \text{ Па},$$

где $\Delta p_{е.ст.1} = (0,64 \cdot 9,81 / 4,187 \cdot 320)(2500 \cdot 3 + 1900 \cdot 6 + 3600 \cdot 9,25)3,6 \cdot 1,06 \cdot 1,1 = 1027$ Па.

Среднее значение линейной потери давления $R_{ср}$ вычисляем по формуле (8.22) при Ц=15,5м:

$$R_{ср} = 0,65 \cdot 2773 / 15,5 = 116 \text{ Па/м}.$$

В результате гидравлического расчета аналогично расчету в примере 8.3 определяем $d_{ст}$=20 mm, $d_{зу}$=$d_{подв}$=15 мм.

Пример 8.5. Выполним гидравлический расчет малого циркуляционного кольца отопительного прибора на втором этаже в стояке 2 рассмотренной в примере 8.3 однотрубной системы отопления (рис. 8.7). Расход воды в стояке $G_{СТ}$=180 кг/ч.

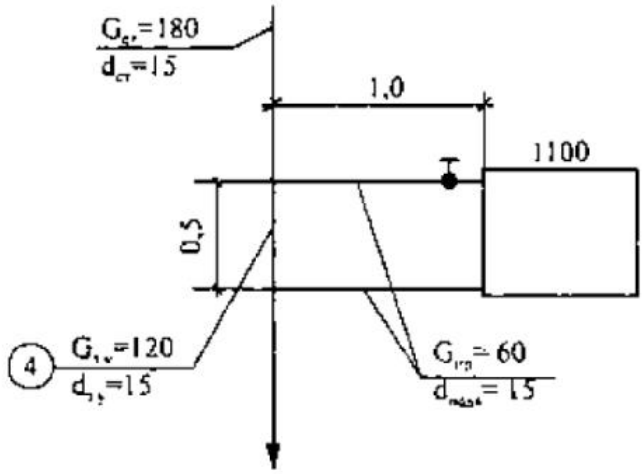

Рис. 8.7. Схема узла малого циркуляционного кольца в стояке с осевыми замыкающими участками вертикальной однотрубной системы водяного отопления с верхней разводкой (к примеру 8.5): 1100 -тепловая нагрузка отопительного прибора, Вт

Располагаемое циркуляционное давление в малом кольце определяем по формуле (8.31) при движении воды сверху вниз

$$\Delta p_{р.мал} = \sum(Rl + Z)_{з.у} = \Delta p_{е.мал} = 49 + 29 = 78 \text{ Па},$$

где $\sum(Rl + Z)_{з.у} = \sum(R_1 + Z)_4 = 49$ Па

(по табл.8.3 исходя из коэффициента затекания воды в прибор α = 0,33);

$\Delta p_{е.мал} = 0{,}5\beta g h_{пр} (t_{ВХ} - t_{вых}) = 0{,}5\text{-}0{,}64\text{-}9{,}81\ \text{-}0{,}5\text{-}18{,}5 = 29$ Па по формуле (7.30), принимая $\rho_{вых} - \rho_{вх} = \rho(t_{вх} - t_{вых})$;

$$t_{вх} - t_{вых} = Q_т / (cG_{пр}) = 1100 \cdot 3{,}6 \cdot 1{,}06 \cdot 1{,}1 / (4{,}187 \cdot 0{,}33 \cdot 180) = 18{,}5\ ^\circ C$$

из формулы (4.3).

Результаты гидравлического расчета (по табл. II. 1, П.3 в Справочнике проектировщика [10]) вносим в табл. 8.4.

Таблица 8.4. Гидравлический расчет подводок к отопительному прибору на втором этаже (стояк 2)

Данные по участкам схемы				Принято						
№	Q, Вт	G, кг/ч	l, м	D_y, мм	w, м/с	R, Па/м	Rl, Па	$\Sigma\zeta$	Z, Па	Rl + Z, Па
11	-	60	2	15	0,081	10	20	14,6	47	67

Значения коэффициентов местных сопротивлений (по табл. II.10-11.15 в Справочнике проектировщика [10]):

тройник на ответвлении при α=0,33

- и делении потока.....11,1
- то же, при слиянии потоков.....-1,65
- радиатор РСВ при D_y15.....0,75
- кран КРП D_y15.....4.4

Получено: $\Sigma(R1 + Z)_{подв} < \Delta P_{р.мал}$

Следовательно, действительный коэффициент затекания воды будет несколько больше принятого при расчете. Невязка не превышает 15%, поэтому расчет оставляем без изменения.

Пример 8.6. Выполним гидравлический расчет основного циркуляционного кольца насосной (элеваторной) двухтрубной системы водяного отопления с нижней разводкой и попутным движением воды в магистралях из труб по ГОСТ 10704-76* (рис. 8.8) при расчетной температуре воды $t_г$=95 °С, $t_о$=70 °С Отопительные приборы -стальные панельные радиатора РСГ-2, размещенные у остекления световых проемов.

Насосное циркуляционное давление, передаваемое в систему через элеватор, составляет $\Delta p_н$= 10 кПа.

Выбираем основное циркуляционное кольцо через один из средних стояков 7 и отопительный прибор на первом этаже.

Вычисляем по формулам (7.39) и (7.33) расчетное циркуляционное давление, заменяя $\rho_о$ - $\rho_г = \beta(t_г - t_0)$ (см. формулу (7.26)) и принимая β=0,64 кг/(м^3·°С) по табл. 10.4[10] и h_1=2,8м:

$$\Delta p_р = 10000+0,4\cdot0,64\cdot9,81\cdot2,8(95 - 70) = 10176 \text{ Па}.$$

Определяем по формуле (8.22) среднее ориентировочное значение удельной линейной потери давления

$$R_{ср} = 0,65\cdot10176 / 123,7 = 53,5 \text{ Па/м}.$$

Заполняем в расчетном бланке (табл. 8.5) первые четыре колонки, беря показатели со схемы системы (рис. 8.8) и вычисляя расход воды на участках G по формуле (8.2) при β_1=1,06 и β_2 = 1,1. Общая длина участков основного циркуляционного кольца Σl= 123,7 м.

По расходу воды на участках выбираем диаметр труб D_y, ориентируясь на значение величины $R_{ср}$, записываем по таблицу скорость движения воды w и

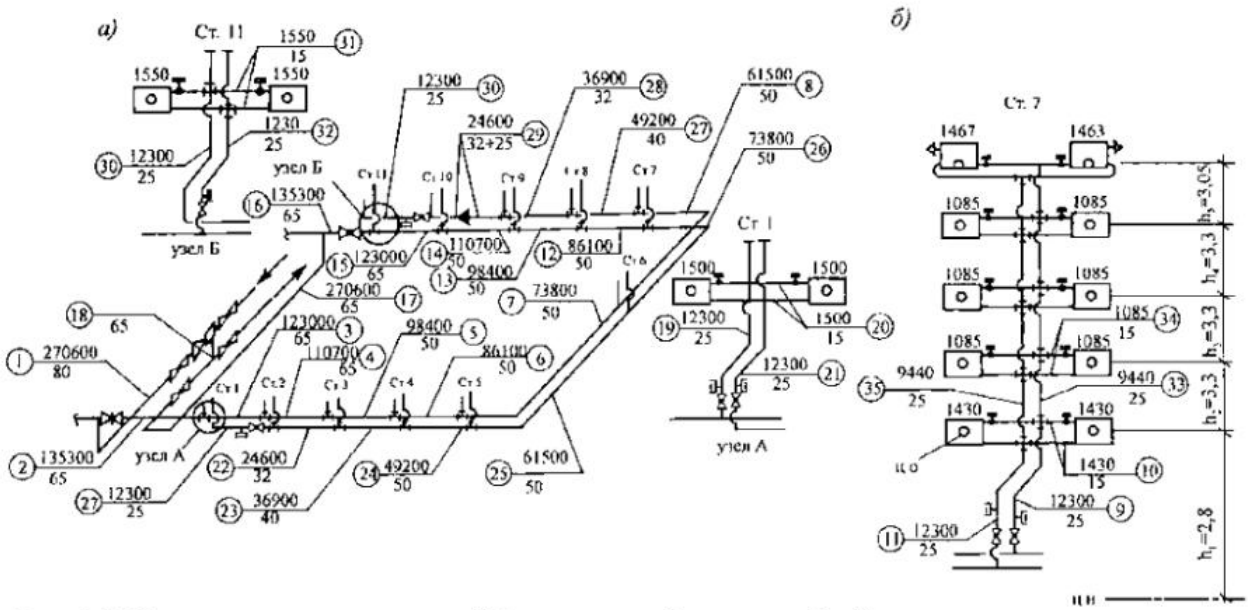

Рис. 8.8. Расчетная схема насосной (элеваторной) двухтрубной системы водяного отопления с нижней разводкой и попутным движением воды в магистралях (к примеру 8.6): *а* - схема магистралей; *б* - схема стояка 7 (остальные стояки аналогичные по конструкции и тепловой нагрузке); обозначения на схеме - см. рис. 8.6

действительные значения удельных линейных потерь давления R. Затем вычисляем линейные потери давления на участках R1. Первоначальный запас

$$((\Delta p_p - \Sigma(Rl + Z)) / \Delta p_p)100 = ((10176 - 8138) / 10176)100 = 20\ \%.$$

После уменьшения диаметра участка 17 (см. табл. 8.5) потери давления на нем увеличиваются до 1808 Па и запас циркуляционного давления в целом по системе составит

$$((10176 - 9156) / 10176)\cdot 100 = 10\ \%.$$

Сумма коэффициентов местных сопротивлений на участках магистралей и стояка найдена, как и для системы в примере 8.3. Например, для подводок к радиатору (участок 10) она составляет:

крестовина на ответвлении при делении потока при

$d_{отв}$ = 15 /25 = 0,59, $G_{отв}$ = 57/492 = 0,11 8$G_{отв}$ = $G_{отв}$,.....15.3

кран двойной регулировки D_y15.....14,0

радиатор РСГ-2 при D_y15.....1,2

крестовина на ответвлении при слиянии потоков при

$d_{отв}$ = 0,59 и $G_{отв}$ = $G_{отв}$ = 0,11..... 2,4

$\Sigma\zeta_{10}$ = 28.1

Таблица 8.5. Гидравлический расчет основного циркуляционного кольца двухтрубной системы водяного отопления

Данные по участкам схемы				Принято						
№	Q, Вт	G, кг/ч	l, м	D_y, мм	w, м/с	R, Па/м	Rl, Па	Σζ	Z, Па	Rl + Z, Па
1	270600	10800	9,0	80	0,56	48	432	0,8	123	555
2	135300	5400	8,0	65	0,39	30	240	6,8	506	746
3	123000	4920	8,0	65	0,355	25	200	0,2	12	212
4	110700	4430	8,0	65	0,32	21	168	0,2	10	178
5	98400	3930	8,0	50	0,52	78	624	0,2	26	650
6	86100	3450	6,0	50	0,46	60	360	0,2	21	381
7	73800	2950	12,0	50	0,39	45	540	0,5	37	577
8	61500	2460	12,0	50	0,33	31	372	0,5	27	399
9	12300	493	1,8	25	0,24	42	76	8,4	236	312
10	1430	57	3,0	15	0,083	12	36	28,1	95	131
11	12300	493	1,4	25	0,24	42	59	3,4	96	155
12	86100	3450	6,0	50	0,46	60	360	0,7	72	432
13	98400	3930	8,0	50	0,52	78	624	0,7	93	717
14	110700	4430	8,0	50	0,59	98	784	0,7	119	903
15	123000	4920	8,0	65	0,355	25	200	0,5	31	231
16	135300	5400	4,0	65	0,39	30	120	5,5	408	528
17	270600	10800	12,0	(80)	(0,56)	(48)	(576)	(1,4)	(214)	(790)
				65	0,78	116	1392	1,4	416	1808
18	-	7425	0,5	65	0,54	56	28	1,5	213	241

Находим по формуле (8.22)

$$R_{ср} = 0{,}65 \cdot 2995 / 60{,}2 = 32 \text{ Па/м}.$$

Расчет потерь давления на участках 19-26 заносим в табл. 8.6.

Таблица 8.6. Гидравлический расчет второстепенного циркуляционного кольца через стояк 1 двухтрубной системы отопления

Данные по участкам схемы				Принято						
№	Q, Вт	G, кг/ч	l, м	$D_у$, мм	w, м/с	R, Па/м	Rl, Па	Σζ	Z, Па	Rl + Z, Па
19	12300	492	1,8	25	0,24	42	76	8,4	235	311
20	1400	56	3,0	15	0,081	11	33	28,1	90	123
21	12300	492	9,4	25	0,24	42	395	6,9	194	589
22	24600	984	8,0	32	0,305	48	384	1,5	68	452
23	36900	1440	8,0	40	0,31	38	304	1,2	56	360
24	49200	1968	6,0	50	0,26	20	120	0,7	23	143
25	61500	2460	12,0	50	0,33	31	372	1,0	53	425
26	73800	2950	12,0	50	0,39	45	540	1,0	74	614
		Σl = 60,2							Σ (Rl + Z) = 3017	

Невязка ((2995 - 3017) / 2995)100 = -0,7 %, что допустимо.

Затем выбираем второстепенное циркуляционное кольцо через наиболее удаленный от теплового пункта стояк 11 и прибор на первом этаже.

Располагаемое циркуляционное давление для гидравлического расчета не общих участков (еще не рассчитанных) этого кольца определяем, как и ранее, применительно к формуле (8.25) путем сложения уже известных потерь давления от 9 до 15 участка основного кольца:

$$\Delta p_р = \Sigma(Rl + Z)_{9\text{-}15} = 2881 \text{ Па}.$$

Вычисляем по формуле (8.22)

$$R_{ср} = 0{,}65 \cdot 2881 / 36{,}2 = 52 \text{ Па/м}.$$

Расчет потерь давления на участках 27-32 заносим в табл. 8.7. Невязка ((2881 - 2881) / 2881)100 = 0.

На рис. 8.9 представлена эпюра циркуляционного давления в магистралях системы отопления, построенная на основании гидравлического расчета трех циркуляционных колец через приборы на первом этаже ближнего 1, среднего 7 (см. пример 8.6) и дальнего 11 стояков. На рисунке отмечены запас А циркуляционного давления в основном кольце (осн. ц. к) системы и невязки Б (-0,7 %) и В (0), полученные при расчете не общих участках второстепенных колец соответственно через стояки 1 и И.

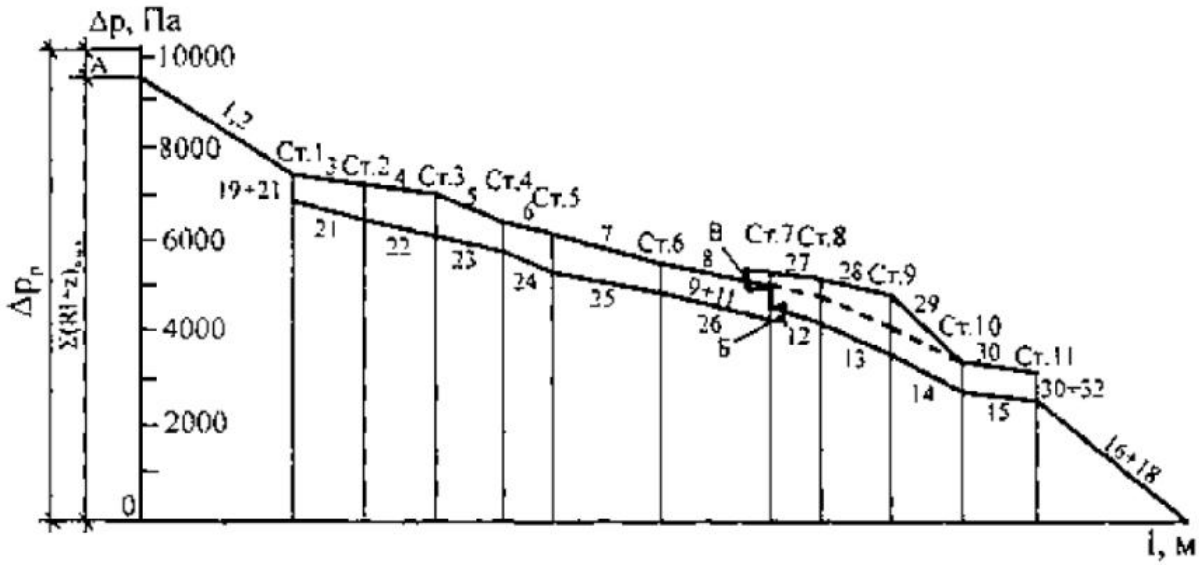

Рис. 8.9. Расчетная эпюра циркуляционного давления в двухтрубной системе отопления с попутным движением воды в магистралях (к примеру 8.6): А - запас циркуляционного давления; Б и В - невязки расчета; I, 2,3 и т.д. - номера расчетных участков; Ст. 1, Ст.2 и т.д. - номера стояков

Таблица 8.7. Гидравлический расчет второстепенного циркуляционного кольца через стояк XI двухтрубной системы отопления

Данные по участкам схемы				Принято						
№	Q, Вт	G, кг/ч	l, м	D_y, мм	w, м/с	R, Па/м	Rl, Па	Σζ	Z, Па	Rl + Z, Па
27	49200	1968	6,0	(50)	(0,26)	(20)	(120)	(0,2)	(7)	(127)
				40	0,42	70	420	0,2	17	437
28	36900	1440	8,0	32	0,45	100	800	0,3	30	830
29	24600	984	(8,0)	(25)	(0,45)	(131)	(1048)	(0,3)	(30)	(1078)
			4,0	32	0,305	48	192	0,3	14	206
			4,0	25	0,45	131	524	-	-	524
30	12300	492	9,8	25	0,24	42	412	4,4	123	535
31	1550	62	3,0	15	0,091	14	42	28,1	114	156
32	12300	492	1,4	25	0,24	42	59	8,4	96	155
			Σl = 36,2						Σ(Rl + Z) = (2881) 2873	

Из эпюры видно, что разности давления во всех промежуточных стояках обеспечивают необходимое направление движения теплоносителя. Однако для стояков 8 и особенно 9 разности давления в подающей и обратной магистралях слишком велики (по сравнению с разностями в расчетных стояках). Для уменьшения разностей давления изменяем диаметр участков 27 и 29 (см. табл.8.7, где заменяемые числа заключены в скобки), причем участок 29 составляем из труб D_y32 (I_1=4,0 м) и D_y25 (I_2=4,0 м). Окончательная линия изменения давления в подающей магистрали между стоякам 7 и 10 показана на рис. 8.9 пунктиром. Невязка после изменения диаметра участков 27 и 29 составляет

$$((2881 - 2873) / 2881)100 = 0,3\ \%.$$

При гидравлическом расчете вертикальной двухтрубной системы отопления после расчета основного и второстепенных циркуляционных колец через отопительные приборы на нижнем этаже дополнительно рассчитывают стояки. Расчет стояков двухтрубной системы сводится к выбору диаметра труб с увязкой потерь давления на параллельно соединенных участках (согласно формуле (8.10)), так как общие участки циркуляционных колец уже рассчитаны. При этом учитывается изменение естественного циркуляционного давления для приборов, размещаемых на различных этажах.

На рис. 8.10 изображены двухтрубные стояки систем с верхней (рис. 8.10, *а)* и нижней (рис. 8.10, *б)* разводками. Двойными линиями отмечены участки (пусть $Q_2 > Q_1$), потери давления на которых известны из предшествующего расчета циркуляционных колец через приборы на первом этаже. Располагаемое циркуляционное давление для расчета дополнительных (не общих) участков, обеспечивающих теплоносителем приборы на втором этаже, параллельно соединенных с рассчитанными участками, составит:

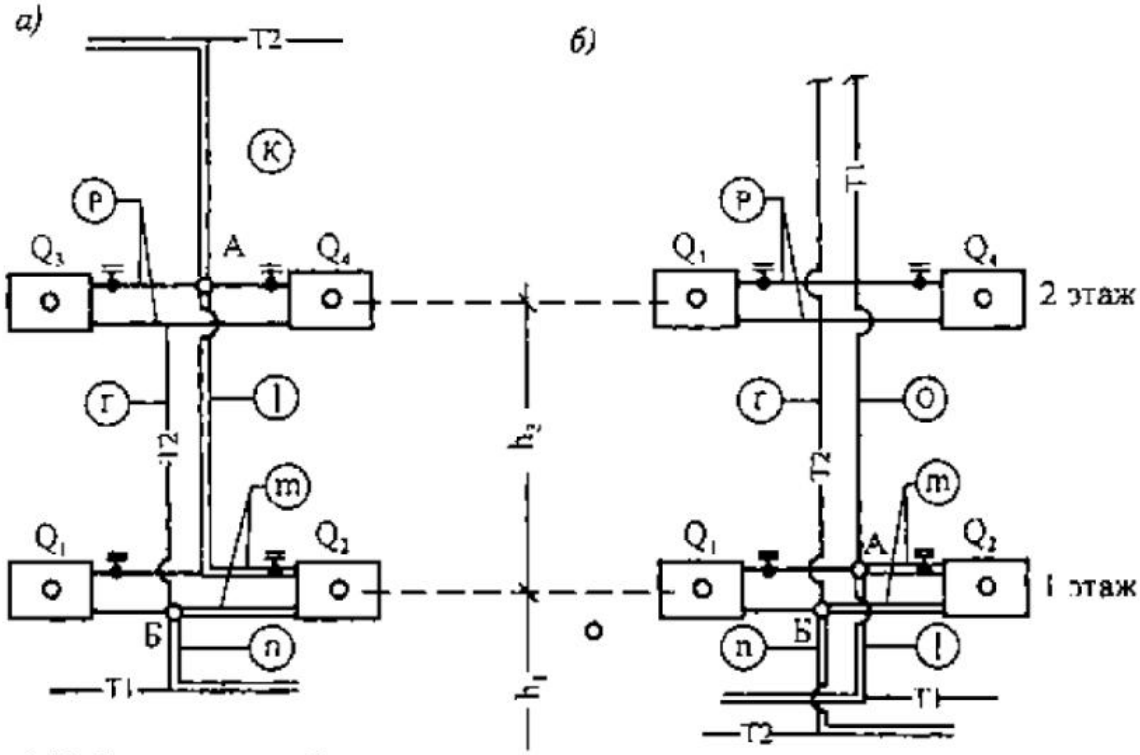

Рис. 8.10. Схемы двухтрубных стояков с расчетными участками в системах водяного отопления: *а* - с верхней разводкой подающей магистрали; *б* - с нижней разводкой обеих магистралей

при верхней разводке

$$\Delta p_{р.в.II} = \sum(Rl + Z)_{l,\,m} + 0{,}4gh_2(\rho_о - \rho_г); \qquad (8.32,\ а)$$

при нижней разводке

$$\Delta p_{р.н.II} = \sum(Rl + Z)_m + 0{,}4gh_2(\rho_о - \rho_г), \qquad (8.32,\ б)$$

где h_2- вертикальное расстояние между центрами охлаждения воды в отопительных приборах на втором и первом этажах.

Вторые слагаемые учитывают дополнительное естественное циркуляционное давление по формулам (7.34) и (7.39). Видно, что $\Delta P_{р.н.II} < \Delta P_{р.в.II}$ за счет потерь давления на участке 1. С другой стороны, расчетных участков в стояках при нижней разводке больше (три участка - о, р и г между точками А и Б на рис. 8.10, *б* - пусть $Q_3 > Q_4$), чем при верхней (два участка - риг между точками А и Б на рис. 8.10, *а).* Следовательно, увязка располагаемого и потерянного давления в стояках системы с нижней разводкой вполне достижима и система поэтому работает более устойчиво. Этим объясняется то, что при насосной циркуляции воды в многоэтажных зданиях применяются, если не однотрубные, то двухтрубные системы с нижней разводкой, а двухтрубные системы с верхней подающей магистралью используются ограниченно.

Пример 8.8. Выполним гидравлический расчет труб стояка 7 для теплоснабжения отопительных приборов на втором этаже по условиям примера 8.6. Тепловые нагрузки участков стояка и отопительных приборов указаны на рис. 8.8.

Располагаемое циркуляционное давление для расчета не общих участков, параллельно соединенных с участком 10 основного циркуляционного кольца находим по формуле (8.32, *б*), заменяя в ней, как и раньше, $(\rho_о - \rho_г)$ на $\beta(t_г - t_о)$.

При $\Sigma(R1 + Z)$=131 Па, β=0,64 кг/(м^3·°С) и h_2=3,3 м (см. рис. 8.8) получим

$$\Delta p_{р.н.II} = 131 + 0{,}4 \cdot 9{,}81 \cdot 3.3 \cdot 0{,}64(95 - 70) = 131 + 207 = 338 \text{ Па}.$$

Таблица 8.8. Гидравлический расчет циркуляционного кольца через стояк 7 и отопительный прибор на втором этаже

Данные по участкам схемы				Принято						
№	Q, Вт	G, кг/ч	l, м	$D_у$, мм	w, м/с	R, Па/м	Rl, Па	$\Sigma\zeta$	Z, Па	Rl + Z, Па
33	9440	378	3,3	25	0,185	25	83	1,5	25	108
34	1085	43	3,0	15	0,063	4,9	15	28,1	55	70
35	9440	378	3,3	25	0,185	25	83	2,4	40	123
			Σl = 9,6							$\Sigma(Rl + Z)$ = 301

Определяем по формуле (8.22)

$$R_{ср} = 0{,}65 \cdot 338 / 9{,}6 = 23 \text{ Па/м},$$

и расчет потерь давления на участках 33-35 сводим в табл. 8.8.

Невязка: ((338 - 301) / 338)100 = 10, 9%, что допустимо.

Гидравлический расчет циркуляционных колец через отопительные приборы, расположенные на вышележащих этажах, выполняют аналогично. При этом потери давления на уже рассчитанных вертикальных участках стояка в располагаемое циркуляционное давление не включают.

При гидравлическом расчете ветвей горизонтальных однотрубных систем необходим предварительный расчет отопительных приборов, так как расчетная длина участков в ветвях зависит от длины приборов. Длину приборов определяют ориентировочно исходя из значений номинального теплового потока, приведенных в справочной литературе.

Отопительные приборы с трубчатыми нагревательными элементами D_y15 и D_y20 включают в каждую горизонтальную ветвь как последовательно соединенные расчетные участки (см. приборы ветви II на рис. 6.5). Длину проточных отопительных приборов с каналами и трубами D_y32- D_y100 (см. приборы ветви I на рис. 6.5) вычитают из длины ветвей, т.е. они уменьшают расчетную длину соединяющих их труб. Расчетная длина труб при приборных узлах с замыкающими и обходными участками зависит от расположения этих участков (см., например, ветви на втором и третьем этажах на рис. 7.24). Если замыкающие участки находятся под приборами (см. рис. 5.10, а), то их длина определяется длиной приборов.

Для придания горизонтальной однотрубной системе многоэтажного здания вертикальной устойчивости при гидравлическом расчете поэтажных ветвей исходят из условия

$$\Delta p_{\text{ветв}} \geq \Delta p_{\text{е.макс}}, \qquad (8.33)$$

которое означает, что потери давления в горизонтальной ветви не должны быть меньше максимального значения естественного циркуляционного давления, возникающего при охлаждении воды в приборах на верхнем этаже здания (см. формулу (7.35)). При этом скорость движения воды в трубах ветви должна превышать 0,25 м/с для обеспечения надежного уноса воздуха. При гидравлическом расчете ветвей возможны два случая.

1. Основное циркуляционное кольцо выбрано по выражению (8.21) и рассчитано через горизонтальную ветвь на первом этаже. Тогда располагаемое циркуляционное давление для гидравлического расчета дополнительных параллельных участков, соединяющих ветвь приборов на втором этаже с горизонтальной ветвью приборов на первом этаже, определяется по формуле (8.32, а) или (8.32, б), причем потерей давления на участке m в формуле будет потеря давления во всей горизонтальной ветви на первом этаже.

2. Основное циркуляционное кольцо выбрано и рассчитано через горизонтальную ветвь на верхнем N-м этаже. Тогда располагаемое циркуляционное давление для гидравлического расчета лежащей ниже горизонтальной ветви на (N - 1)-м этаже составит

$$\Delta p_{p.N-1} = \Sigma(Rl + Z)_N + 0{,}4gh_N(\rho_o - \rho_r), \qquad (8.34)$$

где $\Sigma(R1+ z)_n$ - потери давления (ранее вычисленные) на участках, параллельно соединенных с новой ветвью, Па; h_N - вертикальное расстояние между условными центрами охлаждения воды в ветвях на N-м и (N-1)-м этажах, м.

Невязка потерь давления в параллельно соединенных горизонтальных однотрубных ветвях допустима до 15 %.

На основании гидравлического расчета выполняют окончательный тепловой расчет отопительных приборов с учетом теплоотдачи труб.

§ 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 потоко-распределения 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 (см. § 5.1). 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 (см. § 3.4), различные исходные положения: в одном случае давление, создаваемое циркуляционным насосом, $\Delta p_н$ - известно, т.е. может считаться заданным, в другом - $\Delta p_н$ не известно. Давление $\Delta p_н$ 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 $\Delta p_н$ 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 $\Delta p_н$ также может считаться заданным.

1. Основной случай: $\Delta p_н$ - задано.

Гидравлический расчет начинают с основного циркуляционного кольца (см. § 8.3), для которого определяют $R_{ср}$ по формуле (8.22).

Для выбора диаметра труб на каждом участке находят расчетное значение **удельной характеристики сопротивления,** Па/(м(кг/ч)^2):

$$S_{уд.р} = R_{ср} / G_{ор}^2, \qquad (8.35)$$

где $R_{ср}$ - средние удельные линейные потери давления, Па/м; $G_{ор}$ - ориентировочный расход воды на участке, кг/ч, вычисленный по формуле (8.2).

Диаметр труб назначают, сопоставляя расчетные значения $S_{уп.р}$ с величинами $S_{уд.тр}$ для стандартных диаметров труб, найденными по формуле

$$S_{уд.тр} = A_{уч}\lambda / d_в, \qquad (8.36)$$

где $A_{уч}$- удельное гидродинамическое давление, Па/(кг/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 $\rho_{ср}$ и коэффициента гидравлического трения λ. Для примера приведем часть этой таблицу (табл. 8.9) и найдем потери давления на участке системы отопления (пример 8.9).

Таблица 8.9. Характеристика обыкновенных водогазопроводных труб, применяемых в системах водяного отопления

Диаметр трубы, мм		G / w, (кг/ч)/(м/с)	$\lambda / d_в$, 1/м	$A_{уч}\cdot10^4$, Па/(кг/ч)^2	$S_{уд.тр}\cdot10^4$, Па/(м(кг/ч)^2)
Условный проход	внутренний $d_в$				
10	12,6	425	3,6	26,50	95,40
15	15,7	690	2,7	10,60	28,62
20	21,2	1250	1,8	3,19	5,74
25	27,1	2000	1,4	1,23	1,72

Пример 8.9. Определим потери давления на участке системы отопления по условиям примера 8.2 при R=144 Па/м.

Удельная характеристика сопротивления по формуле (8.35)

$$S_{уд.р} = 144 / 240^2 = 25\cdot10^{-4}\ \text{Па/(м(кг/ч)}^2).$$

Принимаем, ориентируясь на значения $S_{уд.тр}$ в табл. 8.9, трубу $D_у$15. Данные для расчета и его результаты вносим в табл. 8.10.

Таблица 8.10. Расчет потери давления на участке системы отопления

Номер участка	Q, Вт	G, кг/ч	l, м	$D_у$, мм	$\lambda / d_в$, 1/м	$\Sigma\zeta$	$A_{уч}\cdot10^4$, Па/(кг/ч)^2	$S_{уч}\cdot10^4$, Па/(кг/ч)^2	$\Delta p_{уч}$, Па
1	-	240	10	15	2,7	6	10,6	349,8	2015

Характеристика сопротивления участка получена по формуле (8.14)

$$S_{уч} = 10{,}6(2{,}7\cdot10 + 6)10^{-4} = 349{,}8\cdot10^{-4},$$

где значения $\lambda/d_в$ и $A_{уч}$ приняты по табл. 8.9.

Потери давления на участке найдены по формуле (8.12)

$$\Delta p_{уч} = 349.8 \cdot 10^{-4} \cdot 240^2 = 2015 \text{ Па}.$$

Несовпадение результатов расчета в примерах 8.2 и 8.9 закономерно: в примере 8.2 расчет проделан для легких, в примере 8.9 - для обыкновенных водогазопроводных труб.

При гидравлическом расчете вертикальной однотрубной системы по характеристикам сопротивления и проводимостям допустимо, как известно, отклонение перепада температуры воды в стояках в пределах до ±7 °С 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 °С) 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:

$$\alpha_1 = G_1 / G_{общ} = \sigma_1 / (\sigma_1 + \sigma_2) = 1 / (1 + \sigma_2 / \sigma_1) \quad (8.37, а)$$

или через характеристики сопротивления

$$\alpha_1 = 1 / (1 + (S_1 / S_2)^{0.5}). \quad (8.37, б)$$

В более общем случае - при параллельном соединении нескольких участков - знаменатели формул (8.37) составляются из проводимостей или характеристик сопротивления всех участков, входящих в узел.

Пример 8.10. Определим характеристику сопротивления и потери давления в стояке 2 (см. рис. 8.6) по условиям примера 8.3.

Расход воды в стояке найдем по формуле (7.23), задаваясь перепадом температуры, увеличенным на 3 °С по сравнению с принятым в системе (25 °С):

$$G_{ст} = 4500 \cdot 3{,}6 \cdot 1{,}06 \cdot 1{,}1 / (4{,}187(25 + 3)) \approx 160 \text{ кг/ч}.$$

Стояк состоит из последовательно соединенных трех участков и двух приборных узлов (на первом и втором этажах). Удельная характеристика сопротивления при $R_{ср}$=76 Па/м по формуле (8.35)

$$S_{уд.р} = 76 / 1602 = 29{,}7 \cdot 10^{-4} \text{ Па/(м(кг/ч)}^2).$$

Принимаем по табл. 8.9 трубу D_y15.

Характеристика сопротивления участка 3 при 1 = 14 м, $\Sigma\zeta$= 15,35 (включая приборный узел с трехходовым краном на третьем этаже) по формуле (8.14)

$$S_3 = 10{,}6(2{,}7 \cdot 14 + 15{,}35)10^{-4} = 563{,}4 \cdot 10^{-4} \text{ Па/(кг/ч)}^2.$$

Для определения характеристики сопротивления узла на втором этаже, состоящего из параллельно соединенных подводок с прибором с одной стороны и замыкающего участка с другой, найдем характеристики сопротивления (по формуле (8.14)) и проводимости (по формуле (8.16)) этих участков

$$S_{пр.II} = 10{,}6(2{,}7 \cdot 2 + 14{,}6)10^{-4} = 212 \cdot 10^{-4};\ \sigma_{пр.II} = 100 / 2120{,}5 = 6{,}87;$$
$$S_{з.у.II} = 10{,}6(2{,}7 \cdot 0{,}5 + 2{,}3)10^{-4} = 38{,}7 \cdot 10^{-4};\ \sigma_{з.у.II} = 100 / 38{,}70{,}5 = 16{,}1.$$

Характеристика сопротивления узла по формуле (8.18):

$$S_{уз.II} = 1 / (6{,}87 + 16{,}1)2 = 19 \cdot 10^{-4}.$$

Попутно вычислим коэффициент затекания воды в прибор на втором этаже по формуле (8.37, а):

$$\alpha_{II} = 6{,}87 / (6{,}87 + 16{,}1) = 0{,}3.$$

Коэффициент затекания, как и следовало ожидать, получился меньше, чем в примере 8.3 (0,33), так как найден без учета естественного циркуляционного давления *в* малом кольце, способствующего затеканию воды в прибор.

Аналогично для узла на первом этаже определяем:

$$S_5 = 10{,}6(2{,}7 \cdot 3 + 0{,}8)10^{-4} = 94{,}3 \cdot 10^{-4};$$
$$S_{пр.I} = 10{,}6(2{,}7 \cdot 1 + 9{,}65)10^{-4} = 130{,}9 \cdot 10^{-4};\ \sigma_{пр.I} = 8{,}74;$$
$$S_{з.у.I} = 10{,}6(2{,}7 \cdot 0{,}5 + 7{,}4)10^{-4} = 92{,}75 \cdot 10^{-4};\ \sigma_{з.у.I} = 10{,}4;$$
$$S_{уз.I} = 1 / (8{,}74 + 10{,}4)^2 = 27{,}3 \cdot 10^{-4};$$
$$\alpha_1 = 8{,}74 / (8{,}74 + 10{,}4) = 0{,}46 \text{ (в примере 8.3 – 0,5)};$$
$$S_7 = 10{,}6(2{,}7 \cdot 6{,}5 + 6{,}4)10^{-4} = 253{,}9 \cdot 10^{-4}.$$

Таким образом, характеристика сопротивления стояка по формуле (8.19)

$$S_{ст} = (563,4 + 19 + 94,3 + 27,3 + 253,9)10\text{-}4 = 957,9 \cdot 10^{-4}\ \text{Па/(кг/ч)}^2.$$

Проводимость стояка по формуле (8.16)

$$\sigma_{ст} = 100 / 957,9^{0,5} = 3,23\ \text{кг/(ч·Па}^{0,5}).$$

Потери давления в стояке по формуле (8.12)

$$\Delta p_{ст} = 957,9 \cdot 10^{-4} \cdot 160^2 = 2452\ \text{Па}.$$

Потери давления в стояке уменьшились (в примере 8.3 - 2726 Па) главным образом в связи с сокращением расхода воды.

По приведенным в примере 8.10 расчетам можно сделать вывод, что при смещении замыкающего участка от оси стояка значительно увеличивается затекание воды в приборы, однако при этом возрастает сопротивление приборных узлов.

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 $\Delta p_{ст}$, 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 ±7 °С (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.

Пример 8.11. Определим характеристику сопротивления и расход воды в стояке 1 (рис. 8.6) по данным примера 8.10.

Найдем из формулы (8.12) необходимую характеристику стояка при $\Delta p_{ст}$=2452 Па и ориентировочном расходе воды 500 - 160 = 340 кг/ч (см. пример 8.3)

$$S_{ст.1} = 2452 / 3402 = 212 \cdot 10\text{-}4\ \text{Па/(кг/ч)}^2.$$

Принимаем диаметр труб стояка D_y20, приборных узлов D_y15 (см. пример 8.4).

Отдельно запишем еще не встречавшееся определение характеристики сопротивления приборного узла, состоящего из трех параллельно соединенных участков (узел на втором этаже):

$$S_{пр.1} = 10,6(2,7 \cdot 4 + 14,9)10^{-4} = 272,4 \cdot 10^{-4};\ \sigma_{пр.1} = 6,06;$$
$$S_{пр.2} = 10,6(2,7 \cdot 2 + 18,4)10^{-4} = 252,3 \cdot 10^{-4};\ \sigma_{пр.2} = 6,3;$$
$$S_{з.у} = 10,6(2,7 \cdot 0,5 \div 1,5)10^{-4} = 30,21 \cdot 10^{-4};\ \sigma_{з.у} = 18,19.$$

При суммарной проводимости узла $\sigma_{уз}$ = 6,06 + 6,3 + 18,19 = 30,55 коэффициенты затекания воды в первый прибор $\alpha_{пр.1}$ = 6,06 / 30,55 = 0,2, во второй - $\alpha_{пр2}$ = 6,3 / 30,55 = 0,21 и характеристика сопротивления узла II $S_{уз} = 1/30,552 = 10,71 \cdot 10^{-4}$.

Для примера определим характеристику сопротивления участка 14:

$$S_{14} = 3,19 \cdot 1,8 \cdot 2,5 \cdot 10^{-4} = 14,35 \cdot 10^{-4}.$$

Результаты всех расчетов сведем в табл. 8.11.

Таблица 8.11. Расчет характеристики сопротивления стояка 1 ($Q_{ст.1}$=8000 Вт)

Номер участка	l, м	D_y, мм	$\lambda / d_в$, 1/м	$\Sigma\zeta$	$A_{уч} \cdot 10^4$, Па/(кг/ч)^2	$S_{уч} \cdot 10^4$, Па/(кг/ч)^2
12	4,0	20	1,8	2,45	3,19	30,80
Узел III	-	15	2,7	-	10,60	69,45
13	2,5	20	1,8	-	3,19	14,35
Узел II	-	15	2,7	-	10,60	10,71
14	2,5	20	1,8	-	3,19	14,35
Узел I	-	15	2,7	-	10,60	32,30
15	0,5	20	1,8	1,68	3,19	8,20
						$S_{ст}$ = 180,16

По проводимости стояка (формула (8.16)) $\alpha_{ст} = 100 / 180,16^{0,5} = 7,45$ найдем из формулы (8.15) расход воды

$$G_{ст} = \sigma_{ст}(\Delta p_{ст})^{0,5} = 7,45 \cdot 2452^{0,5} = 369 \text{ кг/ч}.$$

Перепад температуры воды в стояке по формуле (8.27)

$$\Delta t_{ст} = 8000 \cdot 3,6 \cdot 1,06 \cdot 1,1 / (4,187 \cdot 369) = 21,7 \text{ °C},$$

что допустимо.

Пример 8.12. Определим диаметр и потери давления на участках магистралей системы отопления (на участках 2 и 8 по рис. 8.6), исходя из данных примеров 8.3, 8.10 и8.11.

Общий расход воды по расчету $G_{маг}$= 160 + 369 = 529 кг/ч.

Удельная характеристика сопротивления при $R_{ср}$=76 Па/м по формуле (8.35)

$$S_{уд.р} = 76 / 5292 = 2,72 \cdot 10^{-4} \text{ Па/(м(кг/ч)}^2).$$

Принимаем по табл. 8.9 трубу D_y25.

Характеристики сопротивления участка 2 при 1 = 5 м, $\Sigma\zeta$ = 11,9 и участка 8 при I = 9 м, $\Sigma\zeta$ = 10,5 (см. табл. 8.3) по формуле (8.14)

$$S_2 = 1,23(1,4 \cdot 5 + 11,9)10^{-4} = 23,25 \cdot 10^{-4};$$
$$S_8 = 1,23(1,4 \cdot 9 + 10,5)10^{-4} = 28,4 \cdot 10^{-4} \text{ Па/(кг/ч)}^2.$$

Общие потери давления на двух участках магистралей по формуле (8.12)

$$\Delta p_{2,8} = (23{,}25 + 28{,}4)10^{-4} \cdot 529^2 = 1445 \text{ Па}.$$

Располагаемый перепад давления для третьего от конца системы стояка (стояка 5 на рис. 8.1, *а)* будет равен сумме потерь давления в последнем стояке (стояке 7) и на двух прилагающих участках магистралей (т.е. от точки 5 через точки 6, 7, 7', *6'* до точки 5' на рисунке). Исходя из перепада давления, по характеристике сопротивления определяют расход и перепад температуры воды в стояке. Таким образом продолжают вести расчет остальных стояков и участков магистралей. Наконец, находят общие расход воды G_c' и потери давления $\Delta p_c'$ в системе.

Обобщим последовательность гидравлического расчета вертикальной однотрубной системы водяного отопления с тупиковым движением воды в магистралях при заданном насосном давлении $\Delta p_н$:

а) определяют расчетное циркуляционное давление $\Delta p_р$ с включением в него $\Delta p_е$, вычисленного для среднего стояка при $\Delta t_{ст} = \Delta t_с$;
б) находят $R_{ср}$ в основном циркуляционном кольце через наиболее удаленный и нагруженный стояк (тупиковый стояк);
в) рассчитывают расход воды в тупиковом стояке при условии, что $\Delta t_{ст} > \Delta t_с$ на 3-5 °С;
г) вычисляют $S_{уд.р}$ для тупикового стояка;
д) выбирают диаметр труб тупикового стояка $d_{ст}$ при условии $S_{уд.тр} > S_{уд.р}$
е) определяют $S_{ст}$ для тупикового стояка;
ж) находят потери давления $\Delta p_{ст}$ в тупиковом стояке;
з) вычисляют для предпоследнего стояка $S_{ст}$, $G_{ст}$, $\Delta t_{ст}$ исходя из $\Delta p_{ст}$;
и) рассчитывают $\Delta p_{маг}$ в парных участках магистралей, прилегающих к предпоследнему стояку, выбрав $d_{маг}$ при условии $S_{уд.тр} < S_{уд.р}$;
к) определяют для системы в целом G_c' и $\Delta p_c'$, продолжая расчет по п.п. з) и и) остальных стояков и участков магистралей.

Необходимость дальнейших уточняющих расчетов выявляется при сопоставлении полученных значений G_c' и $\Delta p_c'$ с исходными (заданными) величинами $G_с$ (по формуле (8.3)) и $\Delta p_р$. 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 $\Delta p_р$ (с запасом 10 %), то в зависимости от их соотношения необходимо будет пересчитать и расход воды в системе. Новый расчетный расход воды $G_р$ в этом случае определяют по формуле

$$G_р = G_c'(0{,}9\ \Delta p_р / \Delta p_c')^{0.5}. \qquad (8.38)$$

Этот расчетный расход воды в системе $G_р$ не будет равен исходному расходу $G_с$, 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

$$k_p = G_p / G_c'. \qquad (8.39)$$

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

$$k_G = G_c / G_c'. \qquad (8.40)$$

Тогда действительные потери давления в системе Δp_c при расходе воды G_c составят:

$$\Delta p_c = k_G^2 \Delta p_c'. \qquad (8.41)$$

Потери давления в системе Δp_c по формуле (8.41) будут отличаться от расчетного циркуляционного давления Δp_p. Площадь отопительных приборов и в этом случае вычисляют после пересчета перепадов температуры воды в стояках и уточнения ее расхода.

Пример 8.13. Определим действительный расход воды, перепад температуры в стояках и температуру обратной воды в части системы отопления (участки 2-8 на рис. 8.6), приняв за первоначально заданные расход воды G_c=500 кг/ч и циркуляционное давление Δp_p = 6136 - 978 - 176 - 161 = 4821 Па (см. пример 8.3).

В примерах 8.10-12 получены, исходя из выбранных диаметров труб, другие показатели: G_c'=526 кг/ч, $\Delta p_c'$ = 2452 + *1429* = 3881 Па (потери давления меньше заданного циркуляционного давления приблизительно на 20 %).

Проведем пересчет теплогидравлических показателей при выполнении следующих требований:

вариант 1 - потери давления должны соответствовать (без запаса) заданному циркуляционному давлению (4821 Па). Тогда общий расход вода по формуле (8.38)

$$G_p = 526\ (4821 / 3881)^{0,5} = 586 \text{ кг/ч}$$

и коэффициент пересчета расхода по формуле (8.39)

$$k_p = 586 / 526 = 1,114;$$

вариант 2 - общий расход вода должен соответствовать заданному (500 кг/ч). Тогда коэффициент пересчета расхода во формуле (8.40)

$$k_G = 500 / 526 = 0,95$$

и потери давления по формуле (8.41)

$$\Delta p_c = 0,95^2 \cdot 3881 = 3503 \text{ Па}.$$

Результаты пересчета сведем в табл. 8.12.

Таблица 8.12. Теплогидравлические показатели части однотрубной системы водяного отопления

Показатель	Вариант расчета		
	основной	1	2
Общие потери давления, Па	3881	**4821**	3503
Общий расход воды, кг/ч	526	586	**500**
Расход воды, кг/ч:			
в стояке 1	366	408	348
в стояке 2	160	178	152
Перепад температуры, °С:			
в стояке 1	21,9	19,7	23,0
в стояке 2	28,2	25,3	29,7
Общая температура обратной воды, °С	71,2	73,6	70,0

Видно, что при увеличении потерь давления (вариант 1) сокращаются перепады температуры воды в стояках, что способствует уменьшению площади приборов, хотя и сопровождается ростом расхода и температуры обратной воды. Обеспечение t_o=70 °С (вариант 2) приводит к значительному увеличению перепада температуры вода в стояке 2.

2. Второй случай: $\Delta p_н$**- не задано.**

В этом случае давление, создаваемое циркуляционным насосом, устанавливают по формуле (3.9) после выполнения гидравлического расчета с определением потерь давления как в системе отопления, так и в оборудовании теплового пункта.

Диаметр труб при гидравлическом расчете подбирают таким образом, чтобы скорость движения вода в них приближалась, но не превышала, предельно допустимую по акустическому ограничению (см. § 3.4). Этот случай гидравлического расчета системы отопления часто называют расчетом по предельно допустимой скорости.

Для проверки скорости движения вода при выборе диаметра труб используют отношение G / w (см. табл. 8.9), выражающее расход вода при скорости 1 м/с. Ориентировочную скорость движения вода в трубах w, м/с, можно вычислить также по формуле

$$w = GA_{уч}^{0,5} / 22, \qquad (8.42)$$

где G - расход воды, кг/ч; $\Delta_{уч}$ - удельное гидродинамическое давление на участке, Па/(кг/ч)^2, принимаемое по табл. 8.9.

Пример 8.14. Определим скорость движения вода в обыкновенной водогазопроводной трубе D_y15 по условиям примера 8.9.

Скорость движения вода при G=240 кг/ч найдем двумя путями:

1) по табл. 8.9 при D_y15 G / w=690 и, следовательно, w = 240 / 690 = 0,35 м/с;

2) по формуле (8.42)

$$w = 240(10{,}6\cdot10^{-4})^{0.5} / 22 = 0{,}355 \text{ м/с}$$

(в примере 8.2 в легкой трубе, т.е. в трубе большего диаметра, w=0,326 м/с).

Последовательность гидравлического расчета системы отопления в случае, если $\Delta p_н$ 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 $w_{тр} < w_{пред}$ 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.

Пример 8.15. Выполним гидравлический расчет вертикальной однотрубной системы водяного отопления 5-этажного лечебного здания с верхней разводкой, состоящей из двух симметричных пофасадных частей тепловой мощностью по 127,5 кВт каждая и отдельной ветви для отопления конференц-зала мощностью 40 кВт (рис. 8.11).

Система присоединяется по независимой схеме к наружным теплопроводам. Параметры первичного теплоносителя воды t_l=150 °С, 12=70 °С.

Отопительные приборы - радиаторы МС 140 с тепловой нагрузкой 1275 Вт каждый - устанавливаются у стены под окнами и с двух сторон присоединяются к стоякам с кранами КРТ и утками.

Параметры теплоносителя воды в системе отопления принимаем: $t_г$=85 °С, $t_о$=65 "С.

Гидравлический расчет системы отопления начинаем с наиболее удаленного от теплового пункта стояка 5 (см. рис. 8.11).

Расход воду в стояке 5 при его тепловой нагрузке 1275-10 = 12750 Вт найдем по формуле (7.23), принимая увеличенный на 4 % перепад температуры вода в нем (по сравнению с перепадом температуры вода в системе в целом)

$$G_{ст.5} = 12750\cdot3{,}6\cdot1{,}04\cdot1{,}02 / (4{,}187(85 - 65 + 4)) = 485 \text{ кг/ч}.$$

Характеристику гидравлического сопротивления стояка 5 определим, суммируя характеристики пяти двойных приборных узлов и шести последовательно соединяющих их участков по формуле (8.19).

Выбираем по табл. 8.9 диаметр труб стояка D_y15, при котором скорость движения воды в них будет менее предельно допустимой (485 / 690 = 0,7 м/с).

Рассчитаем сначала характеристику сопротивления левой (или правой, что то же) половины двойного приборного узла по формуле (8.14) при длине труб 2,2 м

$$S_1 = 10{,}6(2{,}7\cdot2{,}2 + 18{,}4)10^{-4} = 258\cdot10^{-4} \text{ Па/(кг/ч)}^2,$$

принимая следующие коэффициенты местного сопротивления (КМС): тройника на растекании - 6,3; двух уток - 1,6; крана КРТ на проходе - 3,5; радиатора - 1,3; тройника на проходе - 0,7; тройника на противотоке - 5,0; всего - 18,4.

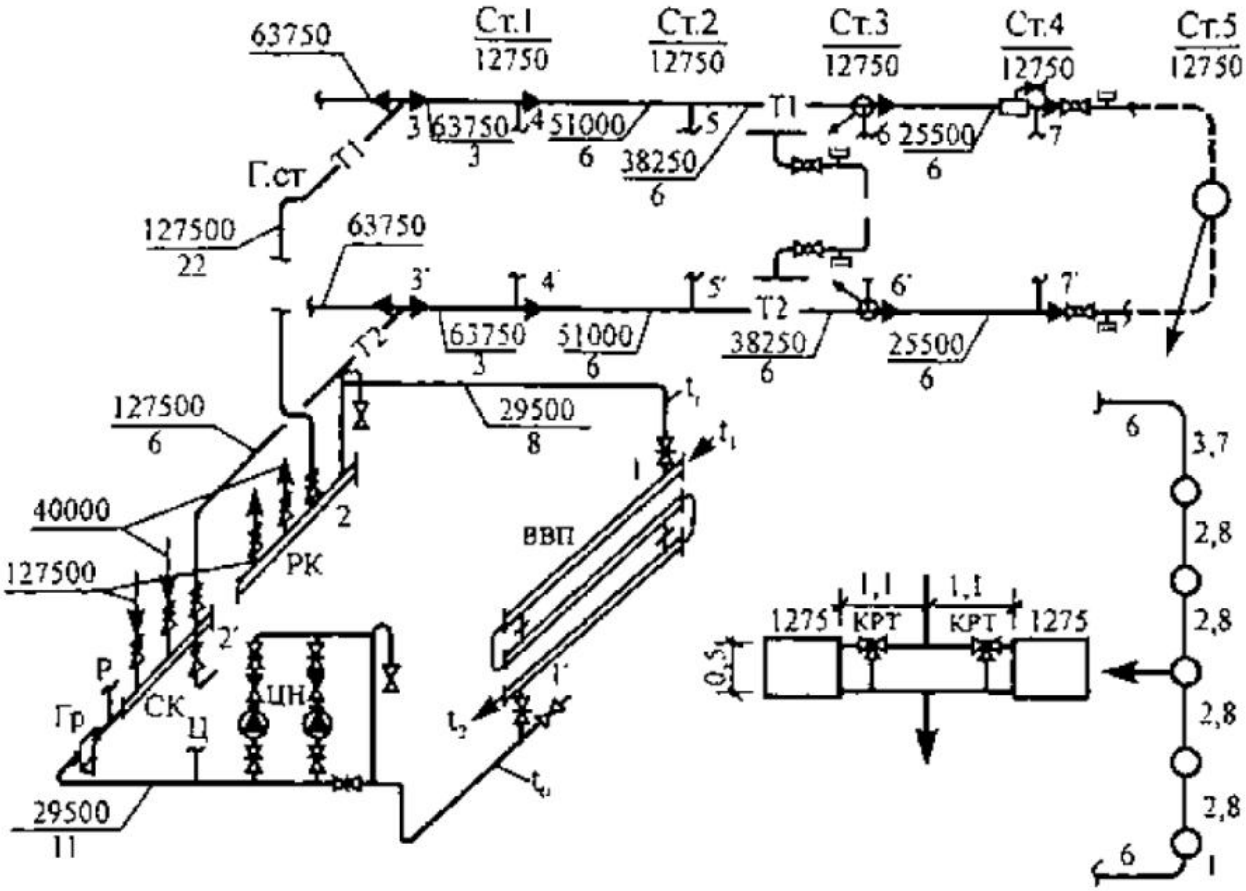

Рис. 8.11. Схема вертикальной однотрубной системы водяного отопления с верхней разводкой и тупиковым движением воды в магистралях (к примеру 8.12): КРТ - кран регулирующий трехходовой; ВВП - водоводяной скоростной подогреватель; ЦН - циркуляционный насос типа ЦВЦ; Р и Ц - соответственно расширительная и циркуляционная трубы открытого расширительного бака; Гр - грязевик; РК - распределительный коллектор; СК - сборный коллектор; цифры на схеме - точки подключения стояков к магистралям, тепловые нагрузки (отопительных приборов, стояков, расчетных участков), Вт, и длины участков, м

Тогда общая характеристика сопротивления двойного приборного узла по формуле (8.18)

$$S_{уз} = S_1 / 4 = 258 \cdot 10^{-4} / 4 = 64{,}5 \cdot 10^{-4}.$$

Найдем характеристику сопротивления шести последовательно соединенных участков стояка общей длиной 27,9 м

$$\sum S_{уч} = 10{,}6(2{,}7 \cdot 27{,}9 + 15{,}9)10^{-4} = 967 \cdot 10^{-4}$$

при КМС: двух тройников на проходе - 4,4; двух пробочных кранов - 7,0; двух спускных тройников на проходе - 1,4; двух отводов - 1,6; внезапных расширения и сужения потока - 1,5; всего - 15.9.

Отсюда характеристика сопротивления всего стояка 5 по формуле (8.19)

$$S_{ст.5} = (64,5 \cdot 5 + 967)10^{-4} = 1289,5 \cdot 10^{-4} \text{ Па/(кг/ч)}^2.$$

Потери давления в стояке 5 по формуле (8.12) составят

$$\Delta p_{ст.5} = 1289,5 \cdot 10^{-4} \cdot 4852 = 30332 \text{ Па}.$$

Перейдем к гидравлическому расчету стояка 4 (см. рис. 8.11), где при известном циркуляционном давлении найдем расход воды. Для этого определим характеристику сопротивления стояка, который состоит из таких же пяти двойных приборных узлов и участков общей длиной 17,9 м.

При том же диаметре труб стояка D_y15 характеристика сопротивления участков стояка 4 составит

$$\sum S_{уч} = 10,6(2,7 \cdot 17,9 + 14,0)10^{-4} = 660,7 \cdot 10^{-4},$$

где 14,0 - сумма следующих КМС: тройника на ответвлении при делении потока -1,34; четырех отводов - 3,2; двух пробочных кранов - 7,0; двух тройников на проходе - 1,4; тройника на ответвлении при слиянии потоков -1,1-Характеристика сопротивления стояка 4

$$S_{ст.4} = (64,5 \cdot 5 + 660,7)10^{-4} = 983,2 \cdot 10^{-4} \text{ Па/(кг/ч)}^2.$$

Определим расход воды в стояке 4 при циркуляционном давлении 30332 Па из формулы (8.12)

$$G_{ст.4} = 100(30332 / 983,2)^{0,5} = 555 \text{ кг/ч}.$$

При найденном расходе установим перепад температуры воды в стояке 4 из формулы (7.23)

$$\Delta t_{ст.4} = 12750 \cdot 3,6 \cdot 1,04 \cdot 1,02 / (4,187 \cdot 555) = 21 \text{ °C}.$$

Теперь можно рассчитать потери давления на двух участках магистралей, прилегающих к стояку 4. Расход воды на этих участках 6-7 (подающей) и 6'-7' (обратной) магистралей равен сумме расходов вода в стояках 4 и 5

$$G_{6-7} = G_{6'-7'} = 555 + 485 = 1040 \text{ кг/ч}.$$

Принимая диаметр участков D_y25 (при скорости движения воды w = 1040 / 2000 = 0,52 м/с - см. табл. 8.9) и зная общую длину -12м, определим характеристику их сопротивления

$$S_{уч} = 1,23(1,4 \cdot 12,0 + 5,3)10^{-4} = 27,2 \cdot 10^{-4},$$

где 5,3 - сумма КМС: двух тройников на проходе - 2,3; воздухосборника - 1,5; внезапных расширения и сужения потока - 1,5.

Тогда потери давления на участках магистралей 6-7 и 6'-7' составят

$$\Delta p_{уч.маг} = 27{,}2 \cdot 10^{-4} \cdot 1040^2 = 2942 \text{ Па}.$$

Перейдем к гидравлическому расчету стояка 3.

Стояк 3 по конструкции аналогичен стояку 4 (см. рис. 8.11). Однако его характеристика сопротивления несколько уменьшена в связи с тем, что КМС тройников на ответвлении при делении и слиянии потоков (в местах присоединения стояка к магистралям) составляют 1,2 и 0,9, т.е. меньше по значению, чем для стояка 4.

Характеристика сопротивления участков стояка 3 из труб D_y15 при длине 17,9 м и сумме КМС, равной 13,7:

$$\sum S_{уч} = 10{,}6(2{,}7 \cdot 17{,}9 + 13{,}7)10^{-4} = 657{,}5 \cdot 10^{-4}.$$

Общая характеристика сопротивления стояка 3:

$$S_{ст.3} = (64{,}5 \cdot 5 + 657{,}5)10^{-4} = 980 \cdot 10^{-4} \text{ Па/(кг/ч)}^2.$$

Располагаемое циркуляционное давление для стояка 3 составляет

$$\Delta p_{ст.3} = \Delta p_{ст.5} + \Delta p_{уч.маг} = 30332 + 2942 = 33274 \text{ Па}.$$

Тогда расход воды в стояке 3

$$G_{ст.3} = 100(33274 / 980)^{0.5} = 583 \text{ кг/ч}.$$

При таком расходе перепад температуры воды в стояке 3

$$\Delta t_{ст.3} = 12750 \cdot 3{,}6 \cdot 1{,}04 \cdot 1{,}02 / (4{,}187 \cdot 583) = 19{,}9 \text{ °C}.$$

Проделанные и дальнейшие гидравлические расчеты сведем в табл. 8.13. Отметим, что расчеты проведены без учета различия в значениях естественного циркуляционного давления в стояках ввиду его незначительности (менее 1 %).

При составлении табл. 8.13 учтены следующие местные сопротивления на участках магистралей (см. рис. 8.11):

- 5-6 и 5'-6' - два тройника на проходе (сумма КМС -1,9);
- 4-5 и 4'-5' - два тройника на проходе, внезапные расширение и сужение потока (3,2);
- 3-4 и 3'-4' - тройники на растекании и противотоке, внезапные расширение и сужение потока (12,8);
- 2-3 и 2'-3' - пять отводов, две задвижки, два спускных тройника на проходе, внезапные расширение и сужение потока (8,4);
- 1-2 и 1 '-2' - пять отводов, четыре задвижки, грязевик, обратный клапан, тройники на ответвлении и проходе (19,8).

Таблица 8.13. Гидравлический расчет вертикальной однотрубной системы водяного отопления (по способу характеристик сопротивления)

Стояк, участок	Q, Вт	D_y, мм	$A_{уч} \cdot 10^4$, Па/(кг/ч)^2	$\lambda / d_э$, 1/м	l, м	$\Sigma\zeta$	$S_1 \cdot 10^2$, Па/(кг/ч)^2	G, Кг/ч	Δp, Па	$\Delta t_{ст}$, ^{0}C
Стояк 5	12750	15	10,6	2,7			1289,5	485	30332	24
Стояк 4	12750	15	10,6	2,7			983,2	555	30332	21
Участки 6-7, 6'-7'	25500	25	1,23	1,4	17	5,3	27,2	1040	2942	
Стояк 3	12750	15	10,6	2,7			980,0	583	33274	19,9
Участки 5-6, 5'-6'	38250	32	0,39	1,0	12	1,9	5,4	1623	1422	
Стояк 2	12750	15	10,6	2,7			982,1*	594	34696	19,6
Участки 4-5, 4'-5'	51000	32	0,39	1,0	12	3,2	5,9	2217	2900	
Стояк 1	12750	15	10,6	2,7			979,0*	620	37596	18,8
Участки 3-4, 3'-4'	63750	40	0,23	0,8	6	12,8	4,05	2837	3260	
Участки 2-3, 2'-3'	127500	50	0,082	0,55	28	5,4	1,71	5674	5505	
Участки 1-2, 1'-2'	295000	100	0,00642	0,23	19	19,8	0,155	13172	2689	
									Δp_c = 49050	

* По отдельному расчету.

В результате гидравлического расчета получено, как и следовало ожидать в системе с тупиковым движением воды в магистралях, постепенное увеличение расхода вода в стояках по мере приближения к тепловому пункту (от 485 до 620 кг/ч). При этом происходит сокращение перепада температуры воды в стояках (от 24 до 18,8°С). В системе отопления в целом установлен общий перепад температуры воды

$$\Delta t_c = 295000 \cdot 3{,}6 \cdot 1{,}04 \cdot 1{,}02 / (4{,}187 \cdot 13172) = 20{,}4\ ^\circ\text{C},$$

достаточно близкий к заданному (20 °С).

Потоко-распределение по стоякам системы отопления получено без проведения искусственных мероприятий (без установки, например, дросселирующих диафрагм на стояках). Кроме того, выявлены значения температуры теплоносителя в стояках, необходимые для точного расчета площади отопительных приборов.

Пример 8.16. Рассчитаем водоводяной теплообменник скоростного типа и подберем циркуляционный насос для системы водяного отопления по условиям примера 8.15 (см. рис. 8.11).

Требуемую площадь нагревательной поверхности теплообменника найдем по формуле (3.1)

$$A_{т.о} = 295000 \cdot 1{,}04 \cdot 1{,}02 / (1500 \cdot 24) = 8{,}7\ \text{м}^2,$$

где коэффициент теплопередачи принят равным 1500 Вт/(м^2· °С) без детального расчета, а средняя разность температуры греющей (параметры 150 и 70 °С) и нагреваемой (параметры 85 и 85 - 20,4 = 64,6 °С) воды определена по формуле

$$\Delta t_{ср} = ((150 - 85) - (70 - 64{,}6)) / (2{,}3 \lg (65 / 5{,}4)) = 24\ ^\circ\text{C}.$$

Выбирая теплообменник наружным диаметром 114 мм (площадь одной секции длиной 4 м - 3,54 м^2), получим число секций по формуле (3.2) N = 8,7 / 3,54 = 2,5 секции. Принимаем к установке 3 секции.

Потери давления при движении нагреваемой воды системы отопления в межтрубном пространстве теплообменника (см. рис. 8.11) найдем по формуле (3.3)

$$\Delta p_{т.о} = 10,79 \cdot 0,752 \cdot 3 = 18,21 \text{ кПа},$$

где скорость движения воды в межтрубном пространстве (площадь поперечного сечения 0,005 м^2) вычислена по формуле (3.4)

$$w = 13172 / (3600 \cdot 975 \cdot 0,005) = 0,75 \text{ м/с}$$

при средней плотности нагреваемой воды 975 кг/м^3 (при температуре воды 75 °С).

Центробежный насос для создания циркуляциии в системе отопления должен иметь подачу

$$L_н = 13172 / 980 = 13,5 \text{ м}^3/\text{ч},$$

где 980 кг/м^3 - плотность обратной воды при температуре 65 °С.

Давление, создаваемое циркуляционным насосом, складывается из потерь давления в системе отопления, найденных в примере 8.15 (с запасом 10 %), и в теплообменнике за вычетом естественного циркуляционного давления:

$$\Delta p_н = 1,1 \cdot 49050 + 18210 - 1100 = 71065 \text{ Па},$$

где 1100 Па - естественное циркуляционное давление, возникающее вследствие охлаждения воды в отопительных приборах среднего стояка 3 (см. рис. 8.11), найденное по формуле (7.28).

Отсюда требуемый напор насоса

$$H_к = 71065 / (9,81 \cdot 1000) = 7,2 \text{ м}.$$

Принимаем к установке два (рабочий и резервный) циркуляционных бесфундаментных насоса фирмы "Грундфос" (Германия) UPS 50-120F, работающий на второй скорости вращения рабочего колеса.

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 (стояка 1 на рис. 8.1, *б),* задаются, как в примере 8.10, расходом воды, диаметром труб и находят потери давления в нем. Далее определяют, как в примере 8.12, потери давления на участке 1 '-2' обратной магистрали и участке 1-2 подающей магистрали, причем расход воды на участке 1-2 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 Г-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'-У* 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, как в варианте 1 примера 8.13, с пересчетом расходов воды.

§ 8.5. Особенности гидравлического расчета системы отопления с приборами из труб

При гидравлическом расчете потери давления в разного вида отопительных приборах вычисляют различно. Потери давления в приборах со значительной площадью поперечного сечения "каналов" (в колончатых радиаторах, в гладких и ребристых трубах) находят по постоянному значению коэффициента местного сопротивления (КМС) прибора, включающему значения КМС при входе и выходе воды из прибора. Потерей давления при движении воды внутри таких приборов пренебрегают, так как скорость движения в "каналах" очень мала.

Потери давления в конвекторах, основанных на применении труб D_y15 или D_y20, т.е. труб, диаметр которых близок к диаметру подводок, являются, прежде всего, потерями линейными. Поэтому, приступая к гидравлическому расчету системы с конвекторами, необходимо решить, каким образом их определять. Можно при расчете принимать среднее значение КМС для всех конвекторов, входящих в стояк или ветвь системы (см. табл. 4.2), и находить приблизительное значение потерь давления.

Для точного же гидравлического расчета необходимо знать длину труб каждого конвектора, а также схему соединения труб между собой. Для этого предварительно назначают типоразмер каждого конвектора, ориентируясь на значения номинального теплового потока в Вт, приведенные, например, в таблице технической характеристики отопительных приборов в Справочнике проектировщика [10].

Простым для расчета является двухтрубный конвектор (например, типа "Аккорд") в однотрубном стояке (см. рис. 5.3, *б).* В подобном случае длину подводок увеличивают на длину труб конвектора, равную удвоенной длине прибора, и учитывают как местное сопротивление калач в торце конвектора. При двухъярусной установке такого конвектора длину труб увеличивают на учетверенную его длину и учитывают три калача (см. рис. 4.5, *а).* Аналогично поступают при применении конвектора типа "Универсал-С" (средней глубины с четырьмя греющими трубами).

В горизонтальной однотрубной ветви длину труб двухтрубных конвекторов (например, конвекторов "Универсал"), соединенных по бифилярной схеме (см. рис. 7.24, *б),* принимают равной удвоенной длине конвекторов, а местным сопротивлением является только калач концевого конвектора.

Несколько сложнее гидравлический расчет греющих труб прибора, соединенных по параллельно-последовательной схеме, как это делается, например, в бетонных отопительных панелях (см. рис. 4.4, *в* и 4.5, *б).* В этом случае предварительно определяют характеристи-

ку сопротивления приборного узла по формуле (8.18). Если посчитать характеристику сопротивления каждой из параллельно соединенных труб одинаковой и равной S_1, то характеристика сопротивления узла из двух параллельных труб составит $S_1/4$, из трех параллельных труб $S_1/9$. Это упрощающее расчет допущение вполне применимо при гидравлическом расчете горизонтальных однотрубных ветвей, когда вода параллельными потоками пропускается по трубам цепочки конвекторов (например, типа "Универсал").

Если при гидравлическом расчете вертикальных однотрубных систем отопления приходится рассчитывать распределение потоков воды в нетиповых приборных узлах, состоящих из неравных по диаметру и длине параллельных участков (см. рис. 8.4), то используют формулу (8.29).

В таких случаях при известной проводимости σ_1 и σ_2, например, двух параллельно соединенных участков расходы воды G_1 и G_2 находят, зная также, что их сумма равна расходу воды в стояке $G_{ст}$. Тогда, например,

$$G_1 = (\sigma_1 / (\sigma_1 + \sigma_2))G_{ст}. \qquad (8.43)$$

Отдельно выполняют гидравлический расчет узла из параллельно соединенных приборов, один из которых расположен выше другого. Распределение потоков воды в этом случае рассчитывают с учетом дополнительного естественного циркуляционного давления, как в малом циркуляционном кольце (см. § 8.3).

По завершении гидравлического расчета системы типоразмеры конвекторов уточняют с учетом фактически полученных значений температуры теплоносителя и теплоотдачи труб в помещениях здания.

§ 8.6. Особенности гидравлического расчета системы отопления со стояками унифицированной конструкции

Унифицированные стояки, т.е. стояки одной и той же конструкции во всем здании, применяют с целью повышения производительности труда при заготовительно-монтажных работах. Такие стояки используют в вертикальных однотрубных системах с тупиковым движением воды в магистралях для отопления многоэтажных зданий массового строительства.

Стояки принимают из труб D_y15 или D_y20 с односторонним присоединением отопительных приборов. Приборные узлы предусматривают проточного типа при отопительных приборах с воздушными клапанами (конвекторах типа "Комфорт" или "Универсал") или проточно-регулируемые с кранами типа КРТ при других отопительных приборах (см. рис. 6.1 - 6.3).

Тепловые нагрузки стояков по возможности выравнивают (нагрузки должны отличаться не более чем на 40 %), причем стояки с увеличенной тепловой нагрузкой следует размещать ближе к началу системы (или ее части).

Гидравлический расчет выполняют в два этапа. На первом этапе проводят прикидочные расчеты. При этом исходят из ориентировочной проводимости стояков с односторонними проточно-регулируемыми радиаторными узлами, зная, что она изменяется при D_y20 от 5,7 в 5-этажных до 3,6 кг/(ч • $Па^{0,5}$) в 16-этажных зданиях, при D_y15 - от 3,2 до 1,8 кг/(ч • $Па^{0,5}$) (дифференцированные значения даны в Справочнике проектировщика [10]). Если вместо

радиаторов применяют конвекторы типа "Универсал", то проводимость стояков уменьшают на 15 %, а при конвекторах остальных типов - на 20 %.

Для устойчивой работы системы ориентировочная проводимость стояков должна быть, насколько это возможно, приближена к требуемой. Требуемую проводимость стояков $\sigma_{треб}$, кг/(ч • Па^{0,5}), определяют исходя из потерь давления в них, равных (с запасом 10 %) 70 % $\Delta p_р$- расчетного циркуляционного давления в системе (п. 3.31 главы СНиП [1]), по формуле

$$\sigma_{треб} = 1,26Q_{ст} / (c\,\Delta t_c\,\Delta p_р^{0,5}), \qquad (8.44)$$

где $Q_{ст}$ - тепловая нагрузка стояка, Вт; Δt_c - заданный перепад температуры воды в системе, °С.

Пример 8.17. Определим требуемую и ориентировочную проводимости однотрубного стояка $D_у$20 с односторонними проточно-регулируемыми конвекторными узлами (конвектор "Аккорд") системы водяного отопления 10-этажного здания, если Δt_c = 35 °С, расчетное циркуляционное давление в системе 16 кПа, а тепловая нагрузка стояка 14 кВт.

Требуемая проводимость стояка по формуле (8.44)

$$\sigma_{треб} = 1,26 \cdot 14000 \cdot 3,6 / (4,187 \cdot 35 \cdot 16000^{0,5}) = 3,4 \text{ кг/(ч} \cdot \text{Па}^{0,5}).$$

Ориентировочная проводимость стояка (по интерполяции) $\sigma_{ор}$ = 4,4-0,8 = 3,5 кг/(ч • Па^{0,5}) достаточно близка к требуемой, и диаметр труб стояка ($D_у$20) оставляем без изменения.

Ориентировочную проводимость стояков $\sigma_{ор}$ можно использовать для определения расхода воды в них с целью проверки скорости движения воды, а также для предварительного расчета размера приборов. Ориентировочный расход воды в стояке $G_{ор}$, кг/ч, вычисляют по формуле

$$G_{ор} = 0,8\sigma_{ор}\Delta p_р^{0,5}, \qquad (8.45)$$

где $\Delta p_р$ - расчетное циркуляционное давление в системе, Па.

Для равномерного распределения теплоносителя по стоякам (при их одинаковой тепловой нагрузке) необходимо, чтобы проводимость стояков постепенно увеличивалась в направлении от начала системы (или части системы) к ее концу (к последнему стояку). При четырех-пяти стояках, например, проводимость последнего (тупикового) стояка должна быть больше проводимости первого стояка на 15 %.

Для увеличения проводимости отдельных стояков, имеющих повышенную тепловую нагрузку по сравнению с остальными стояками, можно видоизменить их конструкцию. Например, применять приборные узлы с замыкающими участками и кранами типа КРП. В системе с нижней разводкой можно использовать стояки с транзитной (без приборов) подъемной частью и одной (П-образные стояки) или двумя (Т-образные стояки) опускными частями. В системе с "опрокинутой" циркуляцией воды можно устраивать парные стояки (с приборными узлами через этаж), стояки с параллельным транзитным теплопроводом до среднего этажа (Ч-образные стояки).

Действительную проводимость сконструированных стояков определяют по характеристике гидравлического сопротивления их составных частей. Характеристика сопротивления унифицированных этажестояков при высоте этажа здания 2,8 м приведена в Справочнике проектировщика [10] (при иной высоте этажа вводятся поправки).

На основании выбранной проводимости стояков унифицированной конструкции выполняют окончательный гидравлический расчет (второй этап), конечной целью которого является определение действительного расхода воды в стояках и уточнение потерь давления в системе (см. п. 10.11 в Справочнике проектировщика [10]). При расчете диаметр участков магистралей устанавливают по значениям $S_{уд\,р}$ (по формуле (8.35)), причем $R_{ср}$ вычисляют только для магистралей (по величине $0{,}3\Delta p_р$).

При системе, состоящей из двух частей, рассчитывают отдельно каждую часть. Затем, считая расчет, например, левой части основным, находят по соотношению проводимостей обеих частей (исходя из формулы (8.36, *а*)) коэффициент пересчета расхода воды в правой части системы.

При системе, состоящей из четырех частей, поступают аналогично. Рассчитывают отдельно каждую половину системы. Затем, считая расчет одной половины основным, определяют коэффициент пересчета расхода воды в другой половине системы.

§ 8.7. Особенности гидравлического расчета системы отопления с естественной циркуляцией воды

Систему водяного отопления для увеличения естественного циркуляционного давления устраивают, как уже известно, с верхней разводкой. Расчетное циркуляционное давление $\Delta p_р$ определяют по формуле (7.18).

Гидравлический расчет системы обычно выполняют по способу удельных линейных потерь давления, выбирая основное циркуляционное кольцо по выражению (8.21). Нередко основное кольцо проходит не через дальний, а через ближний к тепловому пункту отопительный прибор, особенно в двухтрубных системах одноэтажных зданий (см. § 6.2).

Вспомогательную величину - среднее ориентировочное значение удельной линейной потери давления $R_{ср}$, Па/м, определяют по формуле

$$R_{ср} \approx 0{,}5\Delta p_р / \Sigma l. \qquad (8.46)$$

Формула (8.46) по структуре аналогична формуле (8.22). Она отражает примерное равенство линейных и местных потерь давления в системах отопления с естественной циркуляцией воды.

Гидравлический расчет системы проводят, пользуясь уже известными приемами, по правилам, описанным в § 8.3.

При расчете системы отопления с естественной циркуляцией воды по способу характеристик сопротивления и проводимостей применение формулы (8.12) приводит к значительному преуменьшению потерь давления, особенно при скорости в трубах ниже 0,1 м/с. Поэтому потери давления на каждом участке при малой скорости движения воды в системе необходимо определять по формуле

$$\Delta p = \psi S G^2, \qquad (8.47)$$

где $\psi = \lambda / \lambda_{шер}$ - поправочный коэффициент, учитывающий увеличение значений коэффициента гидравлического трения ξ по сравнению со значением $\lambda_{шер}$ при турбулентном движении воды, принятым при составлении вспомогательной таблицы (см. табл. 8.9); S - характеристика гидравлического сопротивления участка, Па/(кг/ч)^2, определяемая по формуле (8.14); G - расход воды на участке, кг/ч.

Коэффициент ψ одновременно увеличивает значения коэффициента местных сопротивлений ξ в такой же степени, как и значения коэффициента гидравлического трения λ, что обеспечивает некоторый запас (значения ξ возрастают в меньшей степени).

При гидравлическом расчете гравитационной системы водяного отопления малоэтажного здания, особенно **системы квартирного отопления,** когда теплообменник располагается на одном уровне с отопительными приборами, необходимо достаточно точно определять естественное циркуляционное давление, связанное с охлаждением теплоносителя воды в трубах. Гидравлический расчет поэтому делят на предварительный и уточняющий, а после предварительного гидравлического расчета выполняют тепловой расчет труб.

Предварительный гидравлический расчет проводят исходя из приблизительного значения расчетного циркуляционного давления $\Delta p_p^п$ Па, вычисляемого для двухтрубной системы отопления по эмпирической формуле

$$\Delta p_p^п = g(b h_г (l - h_г) \pm h_1(\rho_о - \rho_о)), \qquad (8.48)$$

где $b \le 0{,}4$ - коэффициент, зависящий от покрытия труб тепловой изоляцией; $h_г$ - расстояние по вертикали от центра нагревания до подающей магистрали, м; 1 - расстояние по горизонтали от главного до расчетного стояка, м; h_1 - расстояние по вертикали от центра нагревания до центра охлаждения в приборе, м; знак плюс соответствует расположению центра охлаждения выше центра нагревания, знак минус - ниже центра нагревания.

Первый (и основной) член правой части формулы (8.48) выражает ориентировочное значение $\Delta p_{етр}$ - естественного циркуляционного давления, возникающего вследствие охлаждения воды в теплопроводах (см. § 7.3). Вычислить его значение точно невозможно, так как еще неизвестны диаметр труб и температура воды в них. Второй член определяет значение $\Delta p_{е.пр}$ - естественного циркуляционного давления, связанного с охлаждением воды в отопительных приборах, которое может способствовать или противодействовать циркуляции воды в системе.

Предварительный гидравлический расчет выполняют, определяя расход воды по формуле (8.2) в предположении, что теплопотери помещений возмещаются только приборами (без учета теплоотдачи теплопроводов). После выбора диаметра труб и вычисления потерь давления в системе проводят тепловой расчет труб с получением значений температуры воды на участках системы. Тепловой расчет труб выполняется исходя из следующих положений.

Теплоотдача теплопровода $Q_{тр}$ на участке длиной $1_{тр}$ (согласно формуле (4.28)) может быть найдена как

$$Q_{тр} = q_{тр} l_{тр}, \qquad (8.49)$$

где $q_{тр}$ - теплоотдача 1 м вертикально или горизонтально проложенного теплопровода, определяемая по табл. 11.22 Справочника проектировщика [10] при известной начальной температуре теплоносителя, т.е. по разности температуры $t_{нач} - t_в$.

Теплоотдачу $Q_{тр}$ можно считать равной изменению энтальпии теплоносителя воды $Q_т$ при ее движении от начала до конца участка теплопровода

$$Q_т = G_т c(t_{нач} - t_{кон}), \qquad (8.50)$$

где $G_т$ - расход воды на участке, кг/ч, по предварительному гидравлическому расчету; $t_{нач}$ и $t_{кон}$ - температура воды соответственно в начале и конце участка, °С.

По формулам (8.59) и (8.50) найдем

$$t_{кон} = t_{нач} - q_{тр} l_{тр} / (cG_т). \qquad (8.51)$$

При тепловом расчете длинных участков расчет приходится для уточнения выполнять дважды исходя при вторичном определении не из начальной, а из средней температуры воды на участке.

Тепловой расчет начинают с первого участка от теплообменника, считая $t_{нач} = t_г$. Принимая найденную $t_{кон}$ в качестве $1_{нач}$ для последующего участка, продолжают расчет и таким путем определяют температуру (а, следовательно, и плотность) воды в каждой узловой точке системы, в том числе при входе воды в приборы.

Пример 8.18. Найдем теплоотдачу в помещение при $t_г$=18 °С и температуру воды в конце участка неизолированного вертикального теплопровода $D_у$20 длиной 2,1 м, если расход теплоносителя воды $G_т$=86 кг/ч и $1_{нач}$=89,4 °С.

Решение записываем в табл. 8.14.

Таблица 8.14. Тепловой расчет участка теплопровода системы водяного отопления

Участок	$Q_т$, кг/ч	$l_{тр}$, м	$D_у$, мм	$t_{нач}$, °С	$t_в$, °С	$t_{нач}-t_в$, °С	$q_{тр}$, Вт/м	$Q_{тр}$, Вт	$t_{нач} - t_{кон}$, °С	$t_{кон}$, °С
7	86	2,1	20	89,4	18	71,4	79	166	1,7	87,7

Уточняющий гидравлический расчет проводят, если обнаружится значительное расхождение между подсчитанными потерями давления в системе $\Delta p_{пот}$ и действительным располагаемым циркуляционным давлением $\Delta p_р^д$, которое определяют по формуле

$$\Delta p_р^д = g(\sum_1^N h_i(\rho_{i+1} - \rho_i) \pm h_i(\rho_о^д - \rho_г)). \qquad (8.52)$$

Первый член правой части формулы (8.52) повторяет формулу (7.22), которую теперь уже можно использовать, так как стала известной плотность воды, второй - включает плотность обратной воды при ее действительной температуре.

Гидравлический расчет системы уточняют, если $\Delta p_{пот} < 0{,}85\Delta p_р^д$ или $Ep_{пот} > Ep_р^д$. Однако в этом случае при гидравлическом пересчете допустимо тепловой расчет труб не повторять.

Если окажется, что $\Delta p_{пот} < 0{,}7\Delta p_р^{д}$ или $\Delta p_{пот} > 1{,}15\Delta p_р^{д}$, то уточняют не только гидравлический расчет, но и тепловой расчет труб, т.е. фактически заново проводят весь расчет. При удачно выполненном предварительном гидравлическом расчете, когда $\Delta p_{пот} = (0{,}85...1{,}0)\Delta\Delta p_р^{д}$, гидравлический и тепловой расчеты оставляют без изменений.

Данные теплового расчета труб используют при расчете площади отопительных приборов. Необходимую тепловую мощность $Q_{пр}$ каждого прибора вычисляют по уравнению, аналогичному уравнению (4.27):

$$Q_{пр} = Q_п - \Sigma k_п Q_{тр}, \qquad (8.53)$$

где $Q_п$ - расчетная теплопотребность помещения; $\Sigma k_п Q_{пр}$ - суммарная полезная теплоотдача имеющихся в помещении теплопроводов, известная из теплового расчета труб.

Плотность теплового потока каждого прибора $q_{пр}$ (см. § 4.6) вычисляют по действительной средней температуре воды. Эту температуру находят по формуле (4.21) при действительных значениях тепловой мощности, расхода и температуры воды в месте входа теплоносителя в отопительный прибор.

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).
6. Проведите гидравлический расчет стояка 1 (рис. 8.7) однотрубной системы водяного отопления по условиям примера 8.4 и сравните с результатами расчета в примере 8.11.
7. Проверьте аналитически правильность выбора значения (0,5) коэффициента затекания воды в отопительный прибор на первом этаже в стояке 2 (рис. 8.7) однотрубной системы отопления.
8. Закончите гидравлический расчет участков двухтрубного стояка 7 (рис. 8.8) по условиям примеров 8.6 и 8.8.
9. Постройте эпюру циркуляционного давления в вертикальных участках стояка 7 двухтрубной системы водяного отопления, изображенной на рис. 8.8.
10. Составьте алгоритм гидравлического расчета ветвей горизонтальной однотрубной системы водяного отопления многоэтажного здания.
11. Установите изменение расхода металла на радиаторы типа МС-140 для одного однотрубного стояка по рис. 8.11 при изменении в нем перепада температуры воды от 10 до 30 °С, приняв в формуле (4.24) $q_{ном}$ =725 Вт/м^2, n=0,3, p=0, при площади секции 0,24 м^2 и массе секции 7,4 кг (считая $Q_{пр}=Q_п$, $t_в$=20 °С и $P_З$=1,0).

РАЗДЕЛ 4. СИСТЕМЫ ПАРОВОГО, ВОЗДУШНОГО И ПАНЕЛЬНО-ЛУЧИСТОГО ОТОПЛЕНИЯ

ГЛАВА 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 нагревания 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 обогревания 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 не обогреваемых 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 влаго выделениями, а также для обогревания 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 (см. § 9.1) - 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 (см. рис. 1.6, б). Замкнутые системы (см. рис. 1.6, *а)* 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

$$i_п = i_ж + r, \qquad (9.1)$$

где $i_Ж$ - удельная энтальпия кипящей воды, полученная при нагревании 1 кг воды от температуры замерзания (обычно от О °С) до температуры кипения, кДж/кг; г -удельная теплота парообразования, полученная в результате превращения 1 кг воды в пар при температуре кипения, кДж/кг.

Пример 9.1. Найдем по таблицам удельную энтальпию сухого насыщенного пара при избыточном (манометрическом) давлении 0,02 МПа. Удельная энтальпия пара [25]

$$i_п = 439 + 2245 = 2684 \text{ кДж/кг.}$$

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 ($t_к = t_{нас}$; в примере 9.1 $t_{нас}$ =105 °С). Объем пара уменьшается в среднем в 1000 раз: 1 кг пара до превращения в 1 кг воды занимает объем около 1 $м^3$.

Если в отопительный прибор поступает расчетное количество пара (см. формулу (4.4)) 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 ($t_к < t_{нас}$).

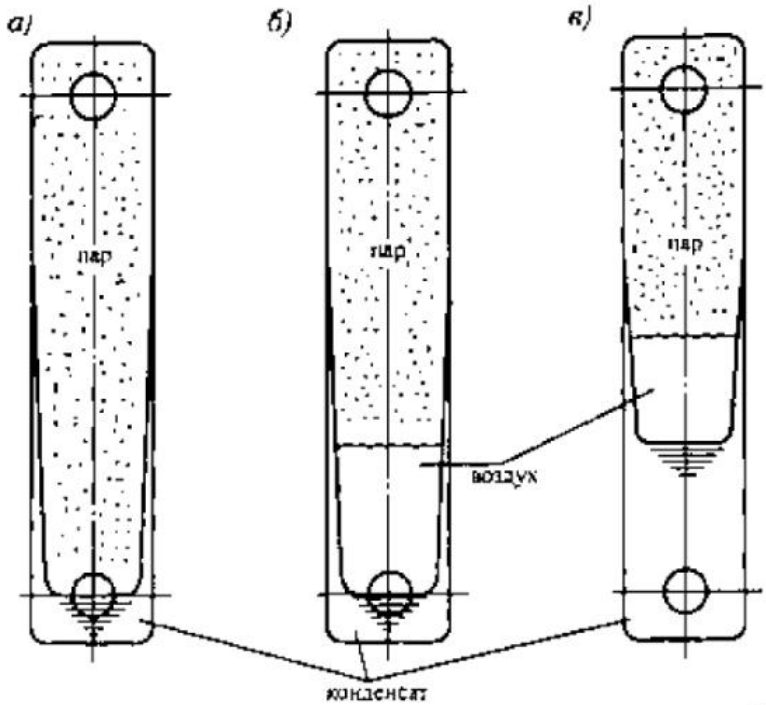

Рис. 9.1. Распределение пара, конденсата и воздуха в отопительном приборе: *а* - при подаче пара в расчетном количестве; *б, в* - то же в уменьшенном количестве

Следовательно, при количественном регулировании (уменьшении расчетного расхода пара) теплопоступление в помещение от каждого килограмма пара, поступающего в прибор, увеличивается до однако в целом теплопередача прибора уменьшается.

$$q = r + c(t_{нас} - t_к), \qquad (9.2)$$

Расширяя классификацию систем, приведенную в § 1.4, отнесем к системам низкого давления системы при избыточном давлении пара 0,005...0,02 МПа, а системы при давлении пара 0,02...0,07 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 (см. рис. 5.1, *а*), нижней (см. рис. 5.1, *б*) 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 (см. рис. 5.1).

Схема замкнутой двухтрубной системы низкого давления с тупиковым движением пара и конденсата в магистралях изображена на рис. 9.2. Система проста по конструкции и удобна в эксплуатации. Перед пуском система заполняется водой до уровня I-L 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:

$$h = p_{изб} / \gamma_к, \qquad (9.3)$$

где $p_{изб}$ - избыточное давление пара в котле, Па; $\gamma_к$ - удельный вес конденсата, Н/м^3.

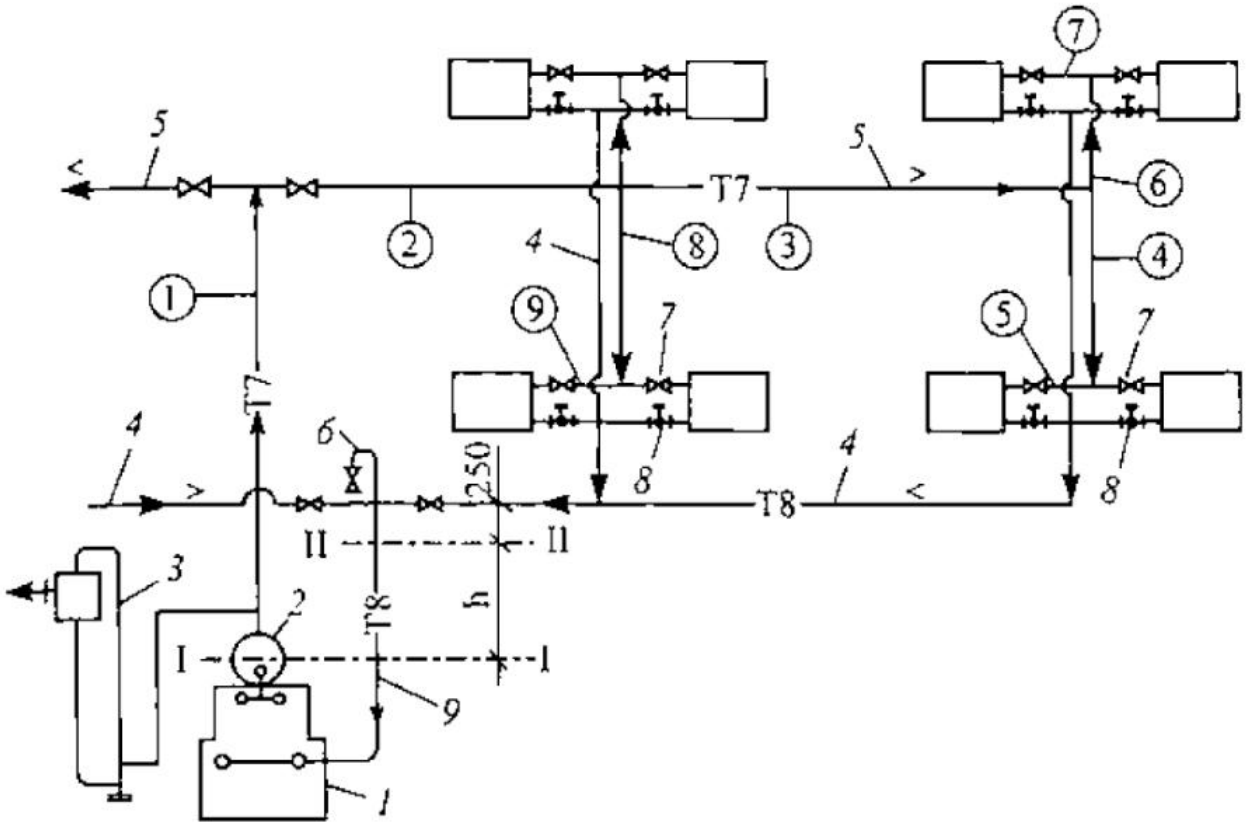

Рис. 9.2. Замкнутая система парового отопления низкого давления со средней разводкой: *1* - котел; *2* - паросборник; *3* - предохранительное устройство; *4* - сухой конденсатопровод; *5* - паропровод; *6* - воздушная труба; *7* - паровой вентиль; *8* - тройник с пробкой; *9* - мокрый конденсатопровод; Т7 и Т8 - соответственно паропровод и конденсатопровод; в кружках - номера расчетных участков

Пример 9.2. Найдем высоту стояния конденсата h в конденсатопроводе над уровнем воды в паросборнике при давлении пара $p_{изб}$=0,02 МПа.

Уровень воды П-П в конденсатопроводе установится выше уровня воды I-I (см. рис. 9.2) округленно на

$$h = p_{изб} / \gamma_к = p_{изб} / \rho_к g = 0{,}02 \cdot 10^6 / (1000 \cdot 9{,}81) = 2 \text{ м}.$$

В примере 9.2 найдена высота столба воды, создающего гидростатическое давление, которое уравновешивает давление пара в котле. 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 (см. рис. 9.2).

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 (см. рис. 9.2).

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 8 (см. рис. 9.2).

При движении по паропроводу часть пара, как известно, конденсируется - в паропроводе появляется **попутный конденсат.** При средней разводке, показанной на рис. 9.2, 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. 9.3, *а).*

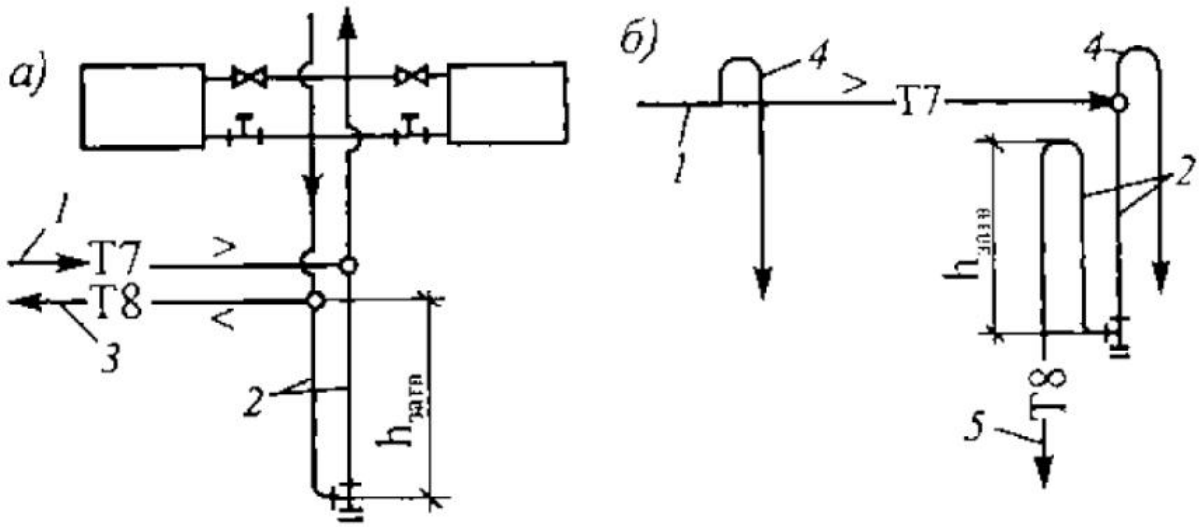

Рис. 9.3. Схема системы осушки пара : *а* - при нижней разводке паропроводов; *б* - при верхней разводке паропроводов; *1* - паропровод; *2* - гидравлический затвор; *3* - конденсатопровод; *4* - калач; *5* - конденсатный стояк

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 присоеди-

нение стояков к паропроводу через калачи с установкой гидравлического затвора в конце паропровода (рис. 9.3, *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^3 (плотность 0,92 кг/м^3) к 5,7 Н/м^3 (плотность 0,58 кг/м^3). 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 (см. рис. 9.2). 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. 9.4). При мокром конденсатопроводе вверху добавляют кран для выпуска воздуха.

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). Схема разомкнутой двухтрубной системы с тупиковым движением пара и конденсата в магистралях приведена на рис. 9.5. Пар после сепарации в водоотделителе попутного конденсата, образовавшегося в наружном паропроводе, проходит через редукционным 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 (см. § 5.2). На прямых участках магистралей для компенсации тепловых удлинений труб устанавливают П-образные компенсаторы между неподвижными опорами (Н.О на рис. 9.5).

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.

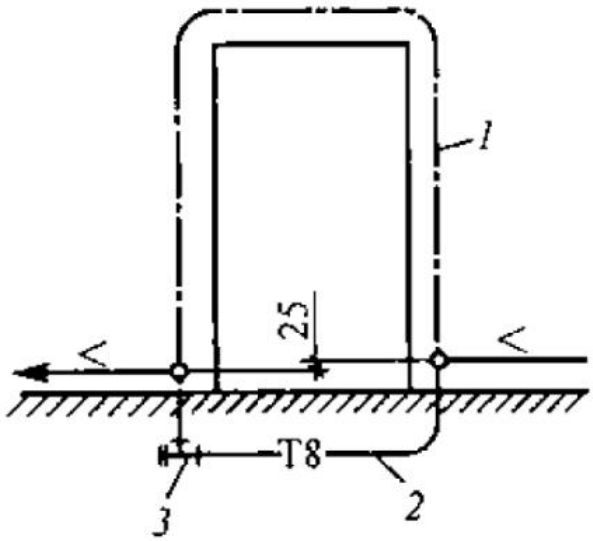

Рис. 9.4. Обвод сухим конденсатопроводом дверного проема: *1* - воздушная труба; *2* - изолированная труба в подпольном канале; *3* - тройник с пробкой

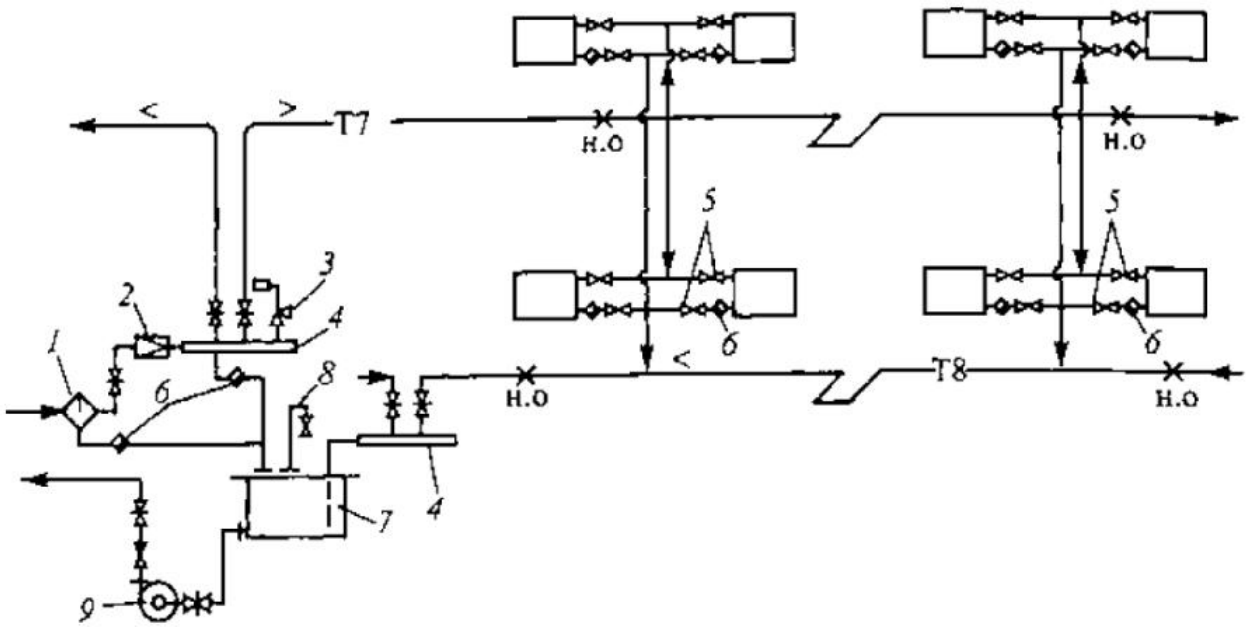

Рис. 9.5. Разомкнутая система парового отопления высокого давления со средней разводкой: *1* - водоотделитель; *2* - редукционный клапан; *3* - предохранительный клапан; *4* - коллектор; *5* - паровой вентиль; *6* - конденсатоотводчик; *7* - конденсатный бак; *8* - воздушная труба; *9* - конденсатный насос; н.о - неподвижная опора

Конденсат собирается в **конденсатный бак.** Конденсатные баки делают **открытыми,** сообщающимися 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 (§ 9.9). Использование открытого бака в этом случае привело бы к дополнительным теплопотерям с паром вторичного вскипания, уходящим в атмосферу (10... 15 %). Для уменьшения теплопотерь 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, редукционный 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 редукционный клапан. **Редукционный клапан** выполняют пружинным или грузовым. Его устанавливают на горизонтальном участке паропровода. Схема основной части более сложного пружинного редукционного клапана изображена на рис. 9.6.

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.

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_y25... 150) и площади внутреннего отверстия (изменяется от 2 до 52,2 см^2).

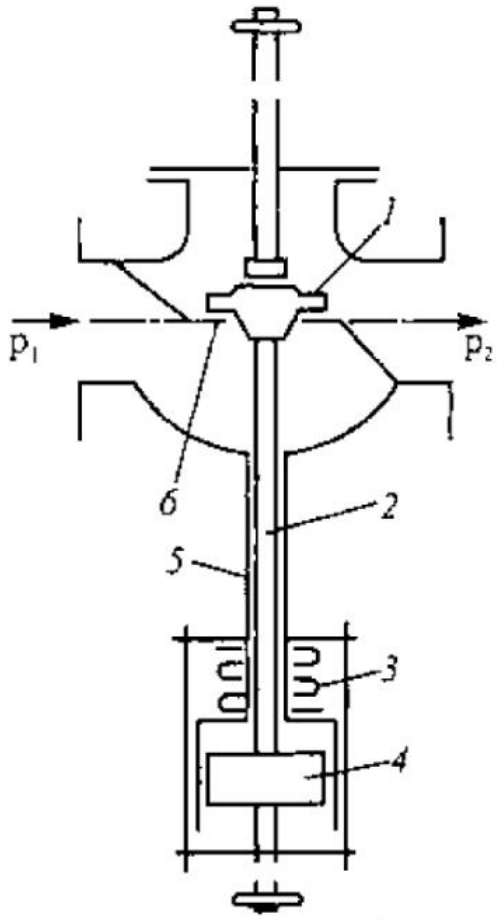

Рис. 9.6. Схема редукционного клапана: *1* - золотник; *2* - шток; *3* - пружина; *4* - поршень; *5* - трубка; *6* - седло

Выбор редукционного клапана делают по необходимой площади внутреннего отверстия а, $см^2$, определяя ее по формуле

$$a = G_п / (0{,}6g_1), \qquad (9.4)$$

где $G_п$ - расход пара через клапан, кг/ч; g_1 - расход пара через 1 $см^2$ отверстия клапана, кг/(ч·$см^2$), 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.

Пример 93. Выберем редукционный клапан для снижения избыточного давления насыщенного пара от 0,35 до 0,17 МПа при расходе 280 кг/ч.

По номограмме (см. рис. 11.16 Справочника проектировщика [10]) находим g_1-137 кг/(ч·$см^2$). Тогда площадь отверстия клапана по формуле (9.4)

$$a = 280 / (0{,}6 \cdot 137) = 3{,}4 \text{ см}^2.$$

По заводским данным выбираем редукционный клапан D_y40, имеющий площадь внутреннего отверстия 3,48 $см^2$.

Конденсатоотводчики. Простейшими устройствами для отведения конденсата и задержания пара являются **гидравлические затворы** - U-образные петли из труб (см. рис. 9.3). В таких затворах гидростатическое давление столба конденсата предотвращает прорыв пара в конденсатопроводы. Высота гидравлического затвора $h_{затв}$, м:

$$h_{затв} = 100\Delta p + 0{,}2, \qquad (9.5)$$

где Δp - 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 сильфонными). **Термостатический конденсатоотводчик** (рис. 9.7, *а)* состоит из корпуса, крышки, припаянного к ней гофрированного сильфона (термостата) с золотником на конце. Сильфон частично заполнен жидкостью, кипящей при 90...95 °С.

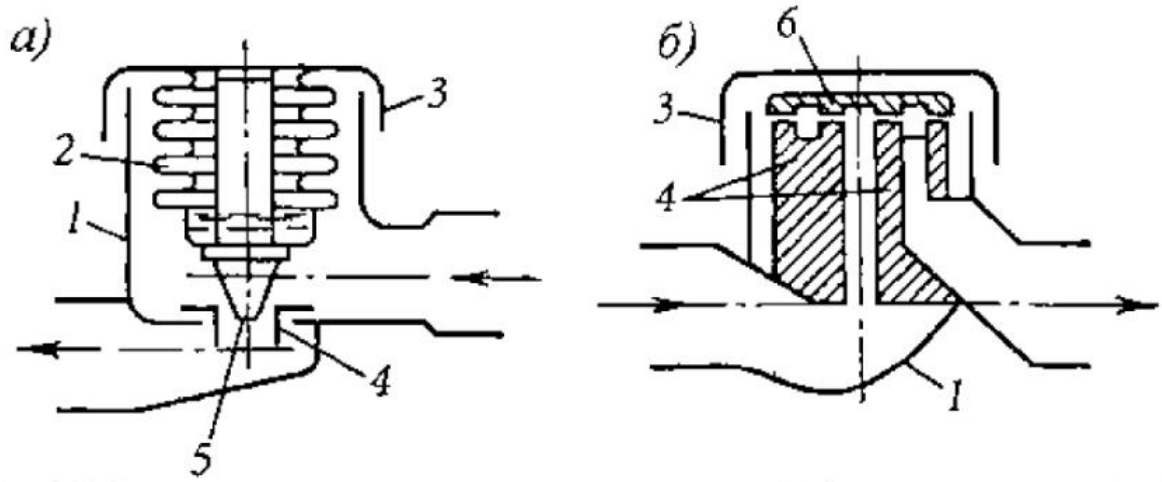

Рис. 9.7. Схема конденсатоотводчика: *а* - термостатический; *б* - термодинамический; *1* - корпус; *2* - сильфон; *3* - крышка; *4* - седло; *5* - золотник; *6* - диск

При поступлении вместе с конденсатом пара жидкость в сильфоне вскипает. Сильфон 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 сильфоне конденсируются, сильфон 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. 9.7, *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_y15...50. Представление о размерах прибора дают длина 200 мм и высота 103 мм (от оси отверстий) самого крупного конденсатоотводчика D_y50. Приборы устанавливают крышкой вверх.

При установке конденоатоотводчика на магистрали предусматривают обводную линию, которую используют при пуске системы, когда образуется максимальное количество конденсата, или при ремонте конденсатоотводчика. На рис. 9.8 показана схема установки поплавкового конденсатоотводчика. Конденсатоотводчик должен быть установлен строго вертикально. Обратный клапан применяют в том случае, если предусматривают подачу конденсата после конденоатоотводчика наверх - с противодавлением (см. рис. 9.12).

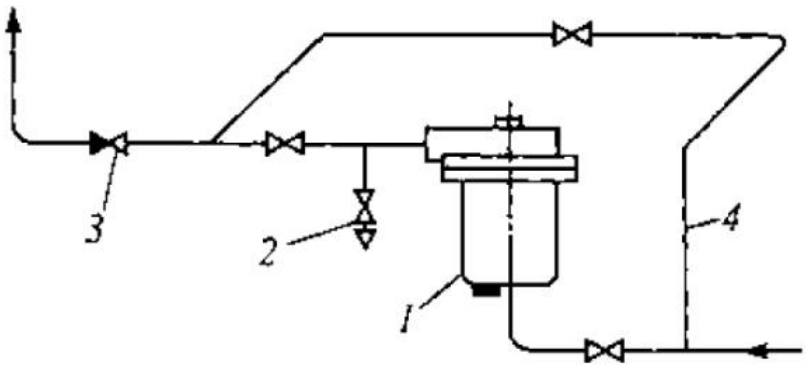

Рис. 9.8. Схема установки поплавкового конденсатоотводчика на магистрали: *1* - конденсатоотводчик; *2* - воздушный кран; *3* - обратный клапан; *4* - обводная линия

Для выбора конденсатоотводчика по заводским показателям определяют коэффициент пропускной способности k_v, т/ч, по формуле

$$k_v = 20G_к / (\Delta p \rho_к)^{0,5}, \qquad (9.6)$$

где $G_к$ - максимальный расход конденсата, т/ч; $p_к$ - плотность конденсата при температуре перед конденсатоотводчиком, кг/м^3; $\Delta p = p_1 - p_2$ - разность давления до и после конденсатоотводчика, МПа; давление $p_1 = 0,95p_{пр}$ при установке его непосредственно за отопительным прибором, давление $p_2 \le 0,7p_1$ (при свободном сливе конденсата $p_2=0$).

Коэффициент пропускной способности выражает максимальный расход холодной воды (ρ=1000 кг/м^3) при потере давления в конденсатоотводчике ОД МПа.

Пример 9.4. Подберем конденсатоотводчик для конденсатопровода с максимальным расходом 650 кг/ч, если давление перед ближайшим отопительным прибором 0,05 МПа, после конденсатоот-водчика 0,02 МПа, плотность конденсата 950 кг/м^3.

$$k_v = 20 \cdot 0,65 / ((0,0475 - 0,02)950)^{0,5} = 2,54 \text{ т/ч}.$$

Принимаем к установке конденсатоотводчик с опрокинутым поплавком типа 2М D_y40, имеющий по паспорту k_v=2,95 т/ч.

Конденсатный бак для сбора конденсата из системы делают прямоугольным, из листовой стали, с люком сверху (рис. 9.9). 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.

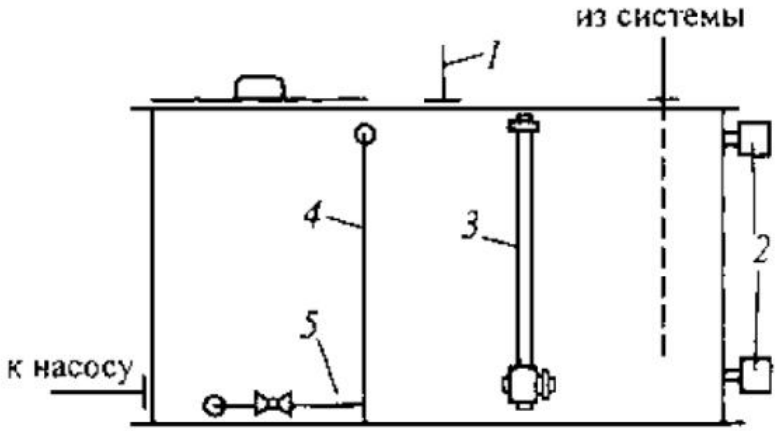

Рис. 9.9. Конденсатный бак: *1* - воздушная труба; *2* - поплавковые реле; *3* - водомерное стекло с краном; *4* и *5* - переливная и спускная трубы

Полезный объем конденсатного бака $V_{к.б}$, м^3, определяют по формуле

$$V_{к.б} = zQ_c / (\rho_к r), \qquad (9.7)$$

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.

Пример 9.5. Определим полезный объем конденсатного бака для одночасового накопления конденсата из системы парового отопления тепловой мощностью 300 кВт при давлении 0,02 МПа.

По формуле (9.7) при z=l ч

$$V_{к.б} = 1 \cdot 300 \cdot 3600 / (955 \cdot 2245) = 0{,}5 \text{ м}^3.$$

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..Д05 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 изготовляют из труб и листовой стали (рис. 9.10). Ориентировочно объем бака-сепаратора определяют по паровой нагрузке, принимая ее от 200 до 400 м^3/ч на 1 м^3 бака.

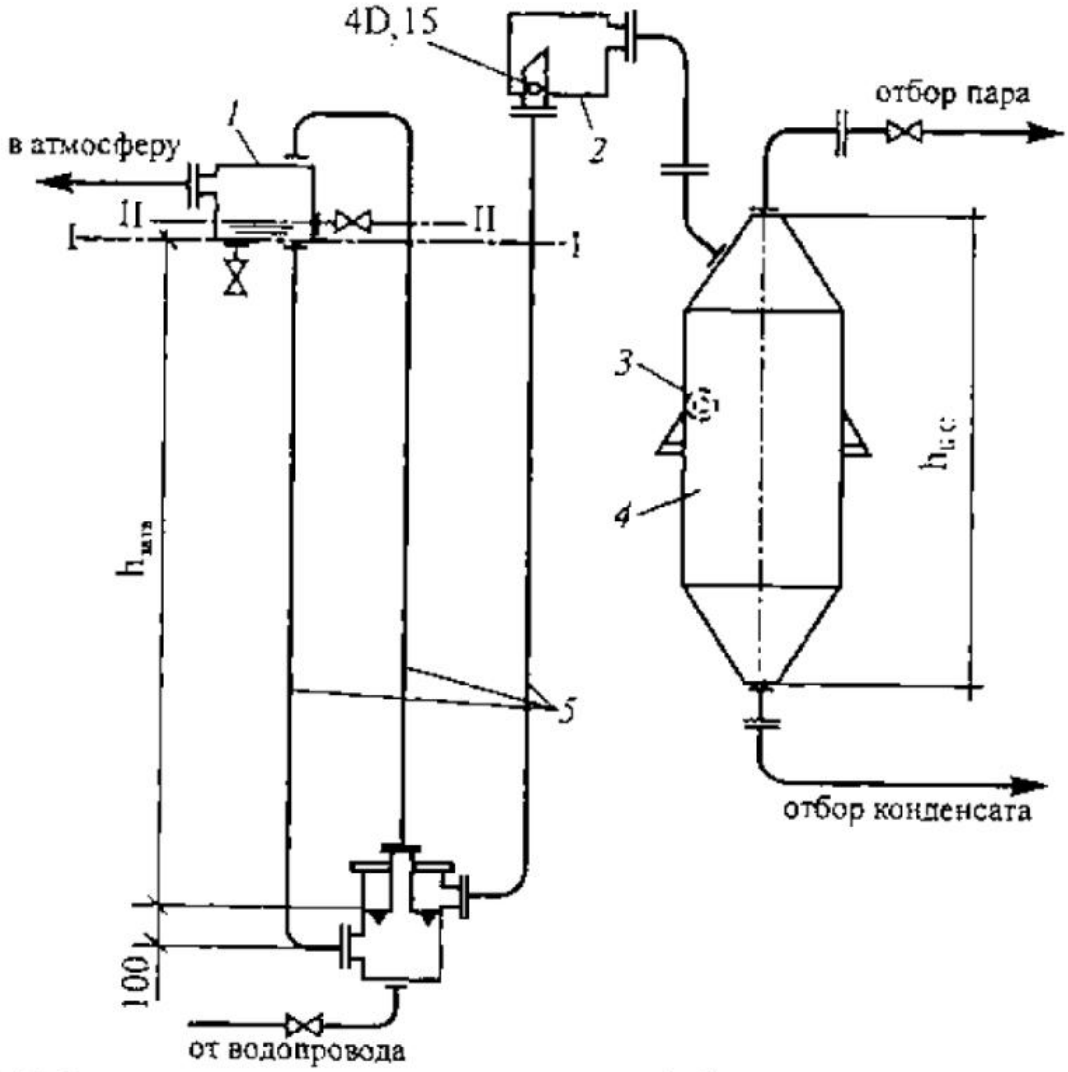

Рис. 9.10. Бак-сепаратор с гидравлическим затвором: *1* - бачок возврата воды в затвор; *2* - бачок защиты затвора от разрядки; *3* - поступление конденсата; *4* - бак-сепаратор; *5* - гидравлический затвор; I-I - уровень воды в затворе при его заполнении; II-II - то же при давлении пара

Более точно объем бака-сепаратора $V_{б.с}$, м^3, вычисляют по формуле

$$V_{б.с} = 0{,}5xG_к / \rho_п, \qquad (9.8)$$

где x - доля содержания пара в конденсате (сухость влажного пара); $G_т$ - расход конденсата, т/ч; $\rho_п$ - плотность пара при давлении в баке, кг/м^3.

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 количество 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 Арпот по пути от конденсатного бака.

Если конденсат подается из бака в котел, то давление насоса $\Delta p_н$, Па, определяют по формуле

$$\Delta p_н = 106p_п + \gamma_к(h + 1) + \Delta p_{пот}, \qquad (9.9)$$

где $\gamma_к$ - удельный вес конденсата, Н/м^3; $p_п$ - 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).

Пример 9.6. Найдем подачу, давление и мощность насоса для перекачки конденсата из бака в котел по условиям примера 9.5, если $p_п$=0,1 МПа, h=5 м, $\Delta P_{пот}$=5000 Па.

Примем подачу насоса $L_н$ = 2-0,5 = 1,0 м^3/ч. Давление, развиваемое насосом, по формуле (9.9)

$$\Delta p_н = 106 \cdot 0{,}1 + 955 \cdot 9{,}81(5 + 1) + 5000 = 161210 \text{ Па}.$$

Мощность насоса (без запаса) по формуле (3.11)

$$N_н = 1,0 \cdot 161210 / (3600 \cdot 0,6) = 75 \text{ Вт.}$$

§ 9.4. Системы вакуум-парового и субатмосферного отопления

Паровое отопление даже низкого давления обладает известным гигиеническим недостатком - высокой и практически неизменяемой температурой поверхности отопительных приборов в течение всего отопительного сезона. При этом понижается уровень теплового комфорта в помещениях по сравнению с водяным отоплением.

Можно несколько понизить температуру поверхности отопительных приборов, если создать в них смесь пара и воздуха. Температура внешней поверхности приборов понизится вследствие уменьшения коэффициента теплообмена на их внутренней поверхности. В этом случае пар нужно подавать в прибор снизу, так как воздух имеет плотность выше, чем пар при тех же давлении и температуре. Пар подается в отопительный прибор через вкладной патрон - перфорированный патрубок. Струйки пара, выходящие из мелких отверстий в патроне, равномерно перемешиваются с воздухом. Конденсат может выводиться из прибора как со стороны ввода пара (через кольцевое отверстие вокруг патрона), так и с противоположной стороны.

Однако, устанавливая таким образом температуру поверхности отопительных приборов ниже 100 °С, не устраняют все же еще один серьезный недостаток парового отопления, а именно - невозможность проведения качественного регулирования в системе в течение отопительного сезона.

Проведение качественного регулирования с получением температуры пара в приборах ниже 100 °С возможно, если понижать давление ниже атмосферного. Для этого используют вакуумный насос, создающий различной глубины разрежение в конденсатопроводах и приборах. Так, если, например, абсолютное давление пара понизить до 0,07 МПа, то температура пара составит 90 °С. Если же еще уменьшить абсолютное давление, например, до 0,03 МПа, то температура пара дойдет до 69,1 °С.

Следовательно, изменяя величину вакуума в системе, можно, как и в системе водяного отопления, изменять температуру пара в зависимости от температуры наружного воздуха, т.е. проводить качественное регулирование.

Различают два вида таких систем отопления - вакуум-паровую и субатмосферную.

В вакуум-паровой системе пар до отопительных приборов движется под действием небольшого избыточного давления в котлах (0,005...0,01 МПа), а затем пар в приборах и конденсат перемещаются под влиянием пониженного давления, создаваемого специальным вакуум-насосом. Изменяя величину вакуума с помощью этого насоса, откачивающего из системы конденсат, а также воздух, можно централизованно регулировать температуру пара в отопительных приборах. Если это делать в зависимости от наружных атмосферных условий, то теплоотдача приборов может в течение длительного времени соответствовать теплопотерям помещений. Температуру пара для этого принято изменять в пределах от 90 до 60 °С.

В субатмосферной системе парового отопления под влиянием разрежения, создаваемого вакуум-насосом, теплоноситель перемещается и по паропроводам, и по конденсатопроводам. В системе происходит не только качественное, но и количественное регулирование -

одновременно изменяется и температура, и количество пара, поступающего в отопительные приборы. Для этого при средней, например, температуре отопительного сезона давление в системе должно быть ниже атмосферного, составляя по абсолютной величине около 0,06 МПа.

Централизованно регулируемые системы парового отопления возникли и применяются в США, особенно при отоплении высотных зданий (устраняя чрезмерное гидростатическое давление в системе, возникающее при водяном отоплении).

Системы вакуум-парового и субатмосферного отопления подлежат особо тщательному монтажу с обеспечением герметичности соединений. Недостатками являются необходимость применения специального оборудования и арматуры, а также трудность обнаружения мест подсоса воздуха, нарушающего их действие. К недостаткам относится также ускоренная внутренняя коррозия труб вследствие проникания воздуха через не плотности, значительное потребление электроэнергии вакуумными насосами.

В нашей стране вакуум-паровые и субатмосферные системы отопления не применяются. Известно лишь существование в прежние годы такой системы для отопления фабрики швейных машин, построенной в г. Подольске фирмой "Зингер".

§ 9.5. Выбор начального давления пара в системе

Давление пара в начале системы обусловливается допустимой температурой теплоносителя, схемой и радиусом действия системы, способом возвращения конденсата на тепловую станцию. При выборе давления исходят прежде всего из нормативного ограничения температуры пара в отопительных приборах. Как известно, максимальная температура не должна превышать 130 °С, а во взрыво- и пожароопасных помещениях - 110 °С.

В замкнутой системе с непосредственным возвращением конденсата в котел начальное давление пара $p_п$, МПа, определяют исходя из высоты помещения котельной

$$p_п = 10^{-2}(h_{пом} - (h_{кот} + 0{,}5D + 0{,}55)), \qquad (9.10)$$

где $h_{пом}$ - высота помещения котельной, м; $h_{кот}$ и D - соответственно высота котла и диаметр его паросборника, м.

Помещения котельных обычно имеют высоту 3,5...4 м. Начальное давление пара при этом не будет превышать 0,02 МПа.

Пример 9.7. Определим давление пара в котле замкнутой системы отопления с сухим конденсатопроводом при $h_{пом}$ = 4,0 м, $h_{кот}$=1,7 м, D=0,5 м. Давление пара по формуле (9.10)

$$p_п = 10^{-2}(4{,}0 - (1{,}7 + 0{,}5 \cdot 0{,}5 + 0{,}55)) = 0{,}015 \text{ МПа}.$$

В разомкнутой системе с возвращением конденсата через сборный конденсатный бак начальное давление пара зависит от конечного давления и потерь давления в системе. При *открытом конденсатном баке* и самотечном конденсатопроводе начальное давление пара

$$p_п = \Delta p_{пар} + p_{пр}, \qquad (9.11)$$

где $\Delta p_{пар}$ - потери давления в паропроводе от теплового пункта до наиболее удаленного (концевого) отопительного прибора; $p_{пр}$ - необходимое давление перед вентилем концевого прибора, принимаемое равным 2000 Па при отсутствии конденсатоотводчика за прибором и 3500 Па при использовании термостатического конденсатоотводчика.

При *закрытом конденсатном баке* и напорном конденсатопроводе начальное давление пара

$$p_п = \Delta p_{пар} + \Delta p_{конд} + p_{кон}, \qquad (9.12)$$

где $\Delta p_{конд}$ - потери давления в напорном конденсатопроводе (включая конденсатоотводчик); $p_{кон}$ - конечное избыточное давление в закрытом баке, принимаемое равным 0,02..0,05 МПа.

Потери давления в напорном конденсатопроводе равняются разности давления в концевом отопительном приборе и в конденсатном баке. При этом давление в отопительном приборе предопределяется значением максимально допустимой температуры пара для конкретного помещения.

Потери давления в паропроводах зависят от параметров движущегося пара и характера внутренней поверхности труб. Формулы, используемые для гидравлического расчета, одинаковы для систем водяного и парового отопления.

§ 9.6. Гидравлический расчет паропроводов низкого давления

При движении пара по участку паропровода его количество уменьшается вследствие попутной конденсации, снижается также его плотность из-за потери давления. Снижение плотности сопровождается увеличением, несмотря на частичную конденсацию, объема пара к концу участка, что приводит к возрастанию скорости его движения.

В системе низкого давления при давлении пара от 0,005 до 0,02 МПа эти сложные процессы вызывают практически незначительные изменения параметров пара. Поэтому принимают, что расход пара постоянен на каждом участке, а плотность пара постоянна на всех участках системы. При этих двух условиях гидравлический расчет паропроводов проводят по уже известному способу расчета по удельной линейной потере давления (см. § 8.3), исходя из тепловых нагрузок участков.

Расчет начинают с ветви паропровода, ведущего к наиболее неблагоприятно расположенному отопительному прибору, каковым является прибор, наиболее удаленный от котла.

Для гидравлического расчета паропроводов низкого давления используют таблицы (табл. II.4 и П.5 Справочника проектировщика [10]), составленные при плотности 0,634 кг/м^3, соответствующей среднему избыточному давлению пара 0,01 МПа, и эквивалентной шероховатости труб $k_э$=0,0002 м (0,2 мм). Эти таблицы, по структуре аналогичные табл. 8.1 и 8.2, отличаются величиной удельных потерь на трение, обусловленной иными значениями плотности и кинематической вязкости пара, а также коэффициента гидравлического трения X для труб. В таблицы внесены тепловые нагрузки Q, Вт, и скорость движения пара w, м/с.

В системах низкого и повышенного давления установлена во избежание шума предельная скорость пара: 30 м/с при движении пара и попутного конденсата в трубе в одном и том же направлении и 20 м/с при встречном их движении.

Для ориентации при подборе диаметра паропроводов вычисляют, как и при расчете систем водяного отопления, среднее значение возможной удельной линейной потери давления $R_{ср}$, Па/м, по формуле

$$R_{ср} = 0{,}65(p_п - p_{пр}) / \Sigma l_{пар}, \qquad (9.13)$$

где $p_п$ - начальное избыточное давление пара, Па; $\Sigma l_{пар}$ - общая длина участков паропровода до наиболее удаленного отопительного прибора, м.

Для преодоления сопротивлений, не учтенных при расчете или введенных в систему в процессе ее монтажа, оставляют запас давления до 10 % расчетной разности давления, т.е. сумма линейных и местных потерь давления по основному расчетному направлению должна составлять около $0{,}9(p_п-p_{пр})$.

После расчета ветви паропровода до наиболее неблагоприятно расположенного прибора переходят к расчету ветвей паропровода до других отопительных приборов. Этот расчет сводится к увязке потерь давления на параллельно соединенных участках основной (уже рассчитанной) и второстепенной (подлежащей расчету) ветвях. При увязке потерь давления на параллельно соединенных участках паропроводов допустима невязка до 15 %. В случае невозможности увязки потерь давления применяют дросселирующую диафрагму (шайбу) (см. § 9.3). Диаметр отверстия дросселирующей диафрагмы $d_д$, мм, определяют по формуле

$$d_д = 0{,}92(Q_{уч}^2 / \Delta p_д)^{0{,}25}, \qquad (9.14)$$

где $Q_{уч}$ - тепловая нагрузка участка, Вт; $\Delta p_д$ - излишек давления, Па, подлежащий дросселированию.

Диафрагмы (шайбы) целесообразно применять для погашения излишнего давления, превышающего 300 Па.

Пример 9.8. Выполним гидравлический расчет одной из двух одинаковых частей паропроводов замкнутой системы отопления низкого давления (см. рис. 9.2).

Давление пара в котле 0,01 МПа. Тепловая нагрузка каждого из 16 приборов 4000 Вт. Длины участков приведены в табл. 9.1.

Средняя удельная линейная потеря давления по формуле (9.13)

$$R_{ср} = 0{,}65(10000 - 2000) / 34 = 153 \text{ Па/м}.$$

Ориентируясь на значение $R_{ср}$, по тепловым нагрузкам участков (нагрузку участка 1 принимаем равной удвоенной нагрузке участка 2) задаемся диаметром труб и определяем скорость движения пара и действительные значения R. Данные расчета сводим в табл. 9.1.

Потери давления на участках 6 и 7 должны быть равны потерям на участках 4 и 5 (1134 Па). В результате расчета получена невязка 18,9 %. Сократить ее путем уменьшения диаметра участка 6 до Dy15 нельзя, так как скорость движения пара при встречном движении попутного конденсата превысит допустимые 20 м/с. Дросселирующие диафрагмы не устанавливаем, так как разница в потерях давления меньше 300 Па.

Потери давления на участках 8 и 9 должны быть равны потерям на участках 3,4 и 5 (2860 Па). В результате расчета получен излишек давления 2860 - 1254 = 1606 Па. Для его устранения предусматриваем установку дросселирующих диафрагм в муфтах вентилей у обоих нижних приборов, имеющих тепловую нагрузку по 4000 Вт. Диаметр отверстия каждой диафрагмы по формуле (9.14)

$$d_д = 0{,}92(40002 / 1606)0{,}25 = 9{,}2 \text{ мм}.$$

Таблица 9.1. Гидравлический расчет паропроводов системы отопления низкого давления

Данные по участкам схемы			Принято						
Участок	$Q_{уч}$, Вт	l, м	D_y, мм	w, м/с	R, Па/м	Rl, Па	$\Sigma\zeta$	Z, Па	Rl + Z, Па
Расчет паропроводов к нижнему прибору дальнего стояка $\Delta p_р$=8000 Па									
1	64000	6	50	20,4	75	450	1,2	158	608
2	32000	14	32	22,1	146	2044	10,5	1632	3676
3	16000	9	25	19,5	165	1485	2,0	241	1726
4	8000	4	20	15,9	155	620	1,5	120	740
5	4000	1	15	14,5	194	194	3,0	200	394
		Σl = 34				ΣRl = 4793		ΣZ = 2351	7144
Запас давления: 100(8000 – 7144) / 8000 = 10,7 %									
Расчет паропроводов к верхнему прибору дальнего стояка $\Delta p_р$=1134 Па									
6	8000	2	20	15,9	155	310	2,7	216	526
7	4000	1	15	14,5	194	194	3,0	200	394
									920
Невязка: 100(1134 – 920) / 1134 = 18,9 % > 15 %									
Расчет паропроводов к нижнему прибору ближнего стояка $\Delta p_р$=2860 Па									
8	8000	4	20	15,9	155	620	3,0	240	860
9	4000	1	15	14,5	194	194	3,0	200	394
									1254
Невязка: 100(2860 – 1254) / 2860 = 56 % > 15 %									

§ 9.7. Гидравлический расчет паропроводов высокого давления

Расчет паропроводов систем повышенного и высокого давления проводят с учетом изменения объема пара при изменении его давления и уменьшения расхода пара вследствие попутной конденсации. В случае, когда известно начальное давление пара $p_п$ и задано конечное давление перед отопительными приборами $p_{пр}$, расчет паропроводов выполняют до расчета конденсатопроводов.

Конечный расход пара $G_{кон}$ находят по формуле (4.4) в зависимости от тепловой нагрузки и давления пара у прибора. Средний расчетный расход пара на участке определяют по транзитному расходу $G_{кон}$ с прибавлением половины расхода пара, теряемого при попутной конденсации:

$$G_{уч} = G_{кон} + 0{,}5G_{п.к}, \qquad (9.15)$$

где $G_{п\,К}$ - дополнительное количество пара в начале участка, определяемое по формуле

$$G_{п.к} = Q_{тр} / r; \qquad (9.16)$$

г - удельная теплота парообразования (конденсации) при давлении пара в конце участка; q_{tp} - теплопередача через стенку трубы на участке, определяемая по формуле (8.49), когда уже известен диаметр труб (для ориентировочного расчета пользуются следующими зависимостями: при $D_у$15,20 $Q_{тр} = 0{,}116Q_{кон}$, при $D_у$25...50 $Q_{тр} = 0{,}035Q_{кон}$, при $D_у$65 и более $Q_{тр} = 0{,}023Q_{кон}$, где $Q_{кон}$ - количество теплоты, которое требуется доставить в отопительный прибор или в конец участка паропровода).

Гидравлический расчет выполняют по **способу приведенных длин,** который применяется, когда линейные потери давления являются основными (около 80 %), а потери давления в местных сопротивлениях сравнительно малы. Исходная формула для определения потерь давления на каждом участке приведена в § 8.1 (формула (8.4)).

При расчете линейных потерь давления в паропроводах используют вспомогательную таблицу, составленную для труб с эквивалентной шероховатостью внутренней поверхности $k_э = 0{,}2$ мм, по которым перемещается пар, имеющий условно постоянную плотность 1 кг/м^3 (избыточное давление такого пара 0,076 МПа, температура 116,2 °С, кинематическая вязкость $21 \cdot 10^{-6}$ м^2/с). В таблицу внесены расход G, кг/ч, и скорость движения w, м/с, пара. Для подбора диаметра труб по таблице вычисляют среднее условное значение удельной линейной потери давления по формуле

$$R_{ср.усл} = 0{,}8(p_п - p_{пр})\rho_{ср} / \Sigma l_{пар}, \qquad (9.17)$$

где $\rho_{ср}$ - средняя плотность пара, кг/м^3, при среднем его давлении в системе $0{,}5(p_п + + p_{пр})$; остальные пояснения даны к формулам (9.11) и (9.13).

По вспомогательной таблице получают в зависимости от среднего расчетного расхода пара условные значения удельной линейной потери давления $R_{усл}$ и скорости движения пара $w_{усл}$. Переход от условных значений к действительным, соответствующим параметрам пара на каждом участке, делают по формулам

$$R = R_{усл} / \rho_{ср.уч}; \; w = w_{усл} / \rho_{ср.уч}, \qquad (9.18)$$

где $\rho_{ср.уч}$ - действительное среднее значение плотности пара на участке, кг/м^3, определяемое по его среднему давлению на том же участке.

Действительная скорость пара не должна превышать 80 м/с (30 м/с в системе повышенного давления) при движении пара и попутного конденсата в одном и том же направлении и 60 м/с (20 м/с в системе повышенного давления) при встречном их движении.

Таким образом, гидравлический расчет проводится с усреднением значений плотности пара на каждом участке, а не в целом для системы, как это делается при гидравлических расчетах систем водяного отопления и парового отопления низкого давления.

Потери давления в местных сопротивлениях, составляющие всего около 20 % общих потерь, определяют через эквивалентные им потери давления по длине труб. Эквивалентную местным сопротивлениям, дополнительную длину трубы находят по формуле

$$l_{экв} = \sum\xi(d_в / \lambda). \qquad (9.19)$$

Значения $d_в / \lambda$. приведены в табл. II.7 Справочника проектировщика [10]. Видно, что эти значения должны возрастать с увеличением диаметра труб. Действительно, если, например, для трубы $D_у15$ $d_в / \lambda$, = 0,33 м, то для трубы $D_у50$ оно составляют 1,85 м. Эти цифры показывают *длину трубы, при которой потеря давления на трение равна потере в местном сопротивлении с коэффициентом %=1,0.*

Общие потери давления $\Delta p_{уч}$ на каждом участке паропровода с учетом эквивалентной длины определяют по формуле

$$\Delta p_{уч} = R(l + l_{экв}) = Rl_{прив}, \qquad (9.20)$$

где $l_{прив}$ - $l + l_{ЭКВ}$ - расчетная приведенная длина участка, м, включающая фактическую и эквивалентную местным сопротивлениям длины участка.

Для преодоления сопротивлений, не учтенных при расчете по основным направлениям, оставляют запас не менее 10 % расчетного перепада давления. При увязке потерь давления в параллельно соединенных участках допустима, как и при расчете паропроводов низкого давления, невязка до 15%.

В системах высокого давления в большинстве случаев гидравлический расчет паропроводов выполняют после расчета конденсатопроводов, в результате которого определяется давление перед отопительными приборами $p_{пр}$ (с проверкой его допустимости по температуре $t_п$). Далее, если известно начальное давление пара $p_п$ в распределительном коллекторе, расчет паропроводов делают как указано выше. Если же давление $p_п$ не задано, то его находят, проводя расчет по предельно допустимой скорости движения пара.

§ 9.8. Гидравлический расчет конденсатопроводов

Диаметр **самотечных сухих и мокрых конденсатопроводов** подбирают без расчета (по специальной таблице в справочной литературе) в зависимости от количества теплоты, выделенного паром при образовании конденсата, положения (горизонтальные, вертикальные) и длины труб.

Пропускная способность конденсатопроводов различна. Например, при $D_у15$ по горизонтальному сухому конденсатопроводу в 1 ч может быть пропущено 7 кг, по вертикальному сухому - 11 кг, а по мокрому - 52 кг конденсата. Следовательно, для того чтобы пропустить одно и то же количество конденсата, наибольший диаметр трубы потребуется для горизонтального сухого, наименьший - для мокрого конденсатопровода.

Если необходимо провести детальный гидравлический расчет сухого самотечного конденсатопровода в системе с давлением пара до 0,07 МПа, располагаемый перепад давления Δp_p, Па, вычисляют по формуле

$$\Delta p_p = 0{,}5\rho g h = 0{,}5\gamma h, \qquad (9.21)$$

где 0,5 - поправочный коэффициент, учитывающий наличие двухфазной среды (кроме конденсата в трубах имеется воздух или пароводяная эмульсия); при давлении пара в системе более 0,07 МПа поправочный коэффициент увеличивают до 0,65; γ - удельный вес конденсата, Н/м^3; h - вертикальное расстояние между начальной и конечной точками конденсатопровода, м.

Детальный расчет проводят аналогично расчету теплопроводов систем водяного отопления.

Пример 9.9. Найдем диаметр конденсатопроводов ветви замкнутой системы парового отопления низкого давления (см. рис. 9.2) по условиям примера 9.8. По табл. 11.4 Справочника проектировщика [10] выбираем диаметр труб:

- конденсатные подводки ко всем приборам (горизонтальные сухие) при тепловой нагрузке 4000 Вт - D_yl 5;
- конденсатные стояки (вертикальные сухие) при тепловых нагрузках 8000 и 16000 Вт-D_y20;
- сборный конденсатопровод горизонтальный сухой при тепловых нагрузках 16000 Вт - D_y20, при 32000 Вт- D_y25;
- то же, мокрый при тепловой нагрузке 64000 Вт - D_y20 (для сравнения отметим, что паропровод при аналогичной нагрузке имеет D_y50 - см. пример 9.8).

Конденсатопроводы в системе парового отопления с закрытым конденсатным баком могут быть напорными и двухфазными.

Напорными называют конденсатопроводы, целиком заполненные конденсатом, движущимся под давлением пара за отопительным прибором, в баке или создаваемым насосом, двухфазными или эмульсионными - конденсатопроводы, по которым движутся одновременно и конденсат, и пар вторичного вскипания.

На рис. 9.11 показана схема прокладки конденсатопроводов. После конденсатоотводчика вследствие снижения давления при протекании ксденсата через суженное отверстие происходит вторичное его вскипание с образованием пара вторичного вскипания. Труба *б* является двухфазным конденсатопроводом. Вторичное вскипание приводит к тому, что по конденсатопроводу движется пароводяная смесь, плотность которой меньше плотности воды. Пар вторичного вскипания отделяется от конденсата в баке-сепараторе и направляется в систему теплоиспользования. Конденсат по напорному конденсатопроводу *а* направляется в конденсатный бак и далее к конденсатному насосу для перекачки на тепловую станцию.

Расчетный расход конденсата $G_к$, кг/ч, определяют по формуле

$$G_к = 1{,}25(G_{кон} + G_{п.к}), \qquad (9.22)$$

где 1,25 - повышающий коэффициент для учета увеличения расхода конденсата в период прогревания системы при пуске; в скобках - максимальное количество пара в начале паропровода (см. формулы (9.15) и (9.16)).

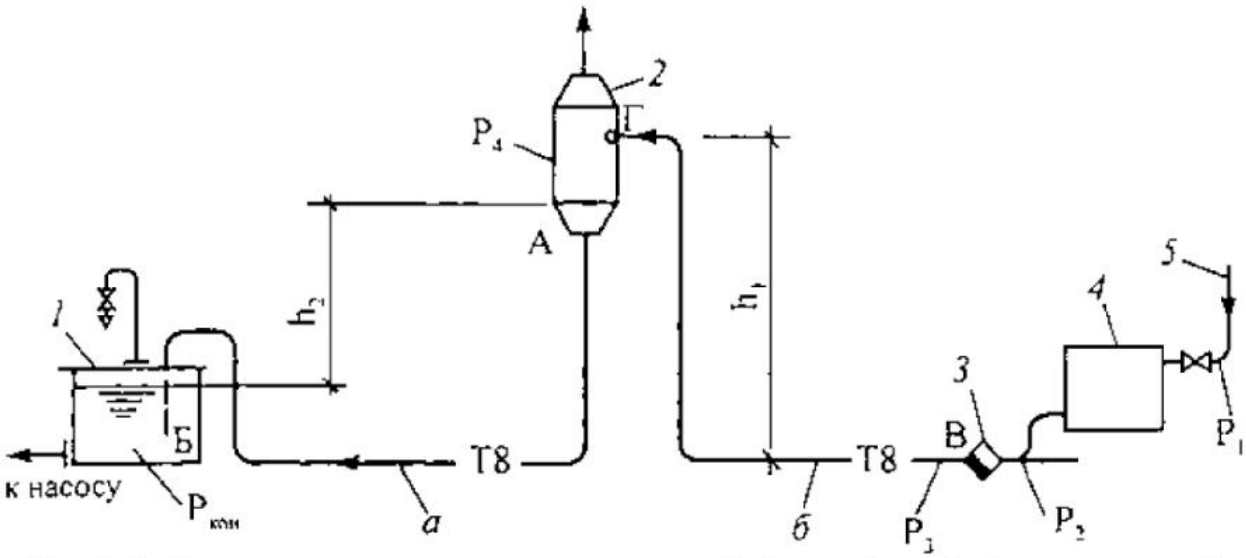

Рис. 9.11. Схема конденсатопроводов: *а* - напорный; *б* - двухфазный; *1* - конденсатный бак; *2* - бак-сепаратор; *3* - конденсатоотводчик; *4* - отопительные приборы системы парового отопления высокого давления; *5* - паропровод

Для конденсатопроводов характерно значительное увеличение шероховатости их внутренней поверхности. Потери давления на трение по меньшей мере в 1,3-1,4 раза больше потерь в трубах систем водяного отопления. Поэтому для гидравлического расчета **напорных конденсатопроводов** используют вспомогательную таблицу, составленную при эквивалентной шероховатости $k_э$=0,0005 м (0,5 мм). В таблицу внесены расход G, кг/ч, и скорость движения w, м/с, конденсата. При выборе диаметра труб ориентируются на максимально возможную скорость движения конденсата (до 1... 1,5 м/с).

Потери давления $\Delta p_{уч}$ на каждом участке напорного конденсатопровода определяют по формуле (9.20), прибавляя к действительной длине участка дополнительную, эквивалентную местным сопротивлениям длину по формуле (9.19).

Если потери давления на участках известны, то давление в начале конденсатопровода рнач находят с учетом разности геодезических отметок его конца и начала:

$$P_{нач} = P_{кон} + \sum \Delta p_{уч} + \gamma h, \qquad (9.23)$$

где $P_{кон}$ - давление, необходимое в конце конденсатопровода; γ - удельный вес, Н/м^3, при плотности пароконденсатной смеси, перемещаемой по конденсатопроводу; при определении диаметра труб удельный вес принимают равным 9,81 кН/м^3 с учетом периода пуска системы, когда плотность конденсата ρ=1000 кг/м^3; h - разность отметок конца и начала конденсатопровода, м (принимается со знаком плюс при движении конденсата вверх, со знаком минус - при движении по трубе вниз).

Например, давление в баке-сепараторе по схеме на рис. 9.11 составит $P_4 = P_{кон} + \Delta p_{учл} - \gamma h_2$, а давление за конденсатоотводчиком $P_3 = P_4 + \Delta p_{уч\,б} + \gamma h_1$, где $\Delta p_{уч\,а}$ и $\Delta p_{уч.б}$ - соответственно потери давления в напорных конденсатопроводах соответственно от бака-сепаратора до конденсатного бака (участок А-Б) и от конденсатоотводчика до бака-

сепаратора (участок В-Г). Высоту подъема конденсата h_1 ограничивают *5* м. Можно также исходить из необходимого давления в баке-сепараторе.

При гидравлическом расчете разветвленных напорных конденсатопроводов следует обеспечивать одинаковое давление в каждом ответвлении перед слиянием конденсата в общий конденсатопровод (невязка потерь давления на параллельных участках не должна превышать 10 %), применяя в случаях необходимости дросселирующие диафрагмы.

По конденсатопроводам может двигаться пароконденсатная смесь вследствие образования пара вторичного вскипания или попадания "пролетного" пара. Тогда объем перемещаемой смеси будет больше, а плотность меньше, чем при движении только расчетного количества конденсата.

При гидравлическом расчете **двухфазных конденсатопроводов** диаметр труб определяют дважды. Сначала диаметр труб и потери давления находят как для напорных чисто водяных конденсатопроводов. Затем пересчитывают диаметр труб на каждом участке для того, чтобы оставить потери давления без изменения при пропуске действительного объема пароконденсатной смеси пониженной плотности: м

$$d_{см} = \mu d_к, \qquad (9.24)$$

где $d_{см}$ - диаметр двухфазного конденсатопровода; $d_к$ - расчетный диаметр напорного конденсатопровода, полученный при расходе конденсата $G_к$ (по формуле (9.22)); μ - поправочный коэффициент, учитывающий увеличение объема и уменьшение плотности пароконденсатной смеси по сравнению с объемом и плотностью конденсата:

$$\mu = 0{,}9(1000 / \rho_{см})^{0{,}19}, \qquad (9.25)$$

где $\rho_{см}$ - плотность пароконденсатной смеси, кг/м^3, по таблице в справочной литературе.

§ 9.9. Последовательность расчета системы парового отопления

Последовательность гидравлического расчета системы парового отопления высокого давления разберем на примере.

Пример 9.10. Выполним гидравлический расчет одной из двух симметричных ветвей разомкнутой системы парового отопления высокого давления (рис. 9.12) с закрытым конденсатным баком, находящимся под избыточным давлением 0,04 МПа. Паро- и конденсатопроводы проложены по колоннам цеха на высоте 6 м. Отопительными приборами являются калориферы воздушно-отопительных агрегатов тепловой мощностью по 116 кВт каждый.

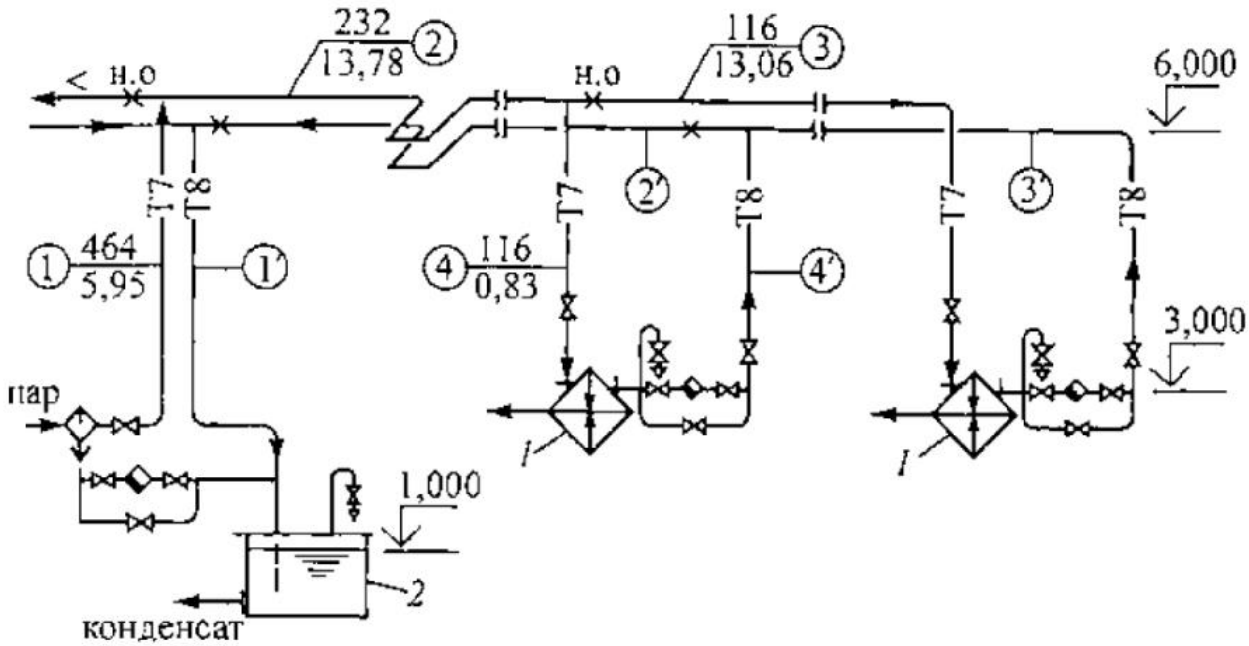

Рис. 9.12. Расчетная схема разомкнутой системы парового отопления высокого давления с закрытым конденсатным баком: *1* - калорифер воздушно-отопительного агрегата; *2* - конденсатный бак

Начальное давление пара не задано. Примем, что пар подходит к калориферам с давлением 0,17 МПа, при котором температура пара (130 °С) допустима для цеха, где горючая и взрывоопасная пыль не выделяется.

Расчет начинаем с конденсатопровода, который является двухфазным. Для определения общего расхода конденсата (с учетом попутного) зададимся диаметром участков паропровода: 1 - D_y50, 2 и 3 - D_y32, 4 - D_y25 (см. рис. 9.12). Тогда, например, для участка 3 попутные теплопотери по формуле (8.49) составят (с использованием таблицы 11.23 Справочника проектировщика [10]):

$$Q_{тр} = 242 \cdot 54 \cdot 10^{-3} = 13{,}06 \text{ кВт}.$$

Попутные теплопотери проставлены на рис. 9.12 у номера каждого участка паропровода в знаменателе, а в числителе приведено количество теплоты, которое потребуется доставить в конец каждого участка.

Расчетный расход конденсата на участках 3' и 4' вычисляем по формуле (9.22):

$$G_{к.3'} = 1{,}25 \cdot 3600(116 + 13{,}06) / 2175 = 267;$$

$$G_{к.4'} = 1{,}25 \cdot 3600((116 + 0{,}83) / 2175 + 13{,}78 / 2163) = 270 \text{ кг/ч},$$

причем на участке *4'* добавляем попутный конденсат из участка 2.

Результаты расчета участков конденсатопровода (по таблице II.8 в Справочнике проектировщика [10]) вносим в табл. 9.2.

Таблица 9.2. Гидравлический расчет конденсатопровода системы парового отопления высокого давления

Участок	$G_т$, кг/ч	l, м	$D_{у.ст}$, мм	w, м/с	R, кПа/м	$l_{прив}$, м	$\Delta p_{уч}$, кПа	$p_{кон}$, кПа	γh, кПа	$p_{нач}$, кПа	μ	$D_{у.ст}$, мм
1'	1074	15,2	20	0,88	0,909	18,0	16,36	40,0	-49,0	7,36	1,98	50
2'	537	50,6	15	0,80	1,154	53,6	61,85	7,36	-	69,21	2,25	32
3'	267	55,6	15	0,40	0,286	63,2	18,08	69,21	29,43	116,72	1,84	32
							96,29	40	-19,57	116,72		
4'	270	5,5	15	0,40	0,292	12,8	3,74	69,21	29,43	102,38	1,84	32

Общая приведенная длина участков $l_{прив}$ в табл. 9.2 найдена путем добавления к действительной длине эквивалентной длины по формуле (9.19):

$$l_{прив.1} = 15,2 + 0,56 \cdot 5 = 18,0 \text{ м}$$

(учтены местные сопротивления: два отвода, тройник на проходе, внезапное расширение потока);

$$l_{прив.2} = 50,6 + 0,33 \cdot 9 = 53,6 \text{ м}$$

(четыре отвода, тройник на противотоке);

$$l_{прив.3} = 55,6 + 0,33 \cdot 23 = 63,2 \text{ м}$$

(вентиль, тройник на ответвлении, обратный клапан, отвод, тройник на проходе);

$$l_{прив.4} = 5,5 + 0,33 \cdot 22 = 12,8 \text{ м}$$

(вентиль, два тройника на ответвлении, обратный клапан).

Потери давления на участках конденсатопровода получены по формуле (9.20). Гидростатическое давление составляет: при движении конденсата вниз $\gamma h = 9,81(1 - 6) = - 49$ кПа, при подъеме конденсата - 9,81(6 - 3) = 29,43 кПа. Давление в начале каждого участка найдено по формуле (9.23). Например, для участка 1: $P_{нач} = 40 + 16,36 - 49 = 7,36$ кПа. Полученное давление в начале участка 1' является конечным для участка 2'.

В результате расчета оказалось, что давление за конденсатоотводчиком после калорифера дальнего агрегата составляет 116,72 кПа или 116,72 /170 = 0,69 принятого давления перед калорифером (т.е. меньше рекомендуемого предела 0,7).

Значения поправочного коэффициента μ для диаметра участков двухфазного конденсатопровода найдены по таблице 11.7 в Справочнике проектировщика [10]. Они зависят от разности давления перед калориферами и в конце рассчитываемого участка конденсато-

провода (чем больше эта разность, тем больше значение коэффициента μ вследствие уменьшения плотности пароконденсатной смеси - см. формулу (9.25)). Окончательный диаметр участков двухфазного конденсатопровода определен на формуле (9.24). Как видно, диаметр участков пришлось увеличить на 3-4 типоразмера (например, на участке 1 - с D_y20 до D_y50).

Перейдем к расчету **паропровода,** имея в виду, что на участке 1 допустима предельная скорость движения пара 60 м/с, на остальных участках 80 м/с.

Расчетный расход пара на участках паропровода вычисляем по формуле (9-15):

$$G_4 = 3600(116 + 0{,}5 \cdot 0{,}83) / 2175 = 193;$$

$$G_3 = 3600(116 + 0{,}5 \cdot 13{,}06) / 2175 = 203;$$

$$G_2 = 3600((232 + 0{,}83 + 13{,}06) / 2175 + 0{,}5 \cdot 13{,}78 / 2163) = 418;$$

$$G_1 = 3600((464 + 2 \cdot 0{,}83 + 2 \cdot 13{,}06)/2175 + 2 \cdot 13{,}78 / 2163 + 0{,}5 \cdot 5{,}95 / 2120) = 865 \text{ кг/ч}.$$

Результаты расчета участков паропровода (с использованием таблицы П.6 в Справочнике проектировщика [10]) вносим в табл. 9.3.

Таблица 9.3. Гидравлический расчет паропровода системы парового отопления высокого давления

Участок	G_n, кг/ч	l, м	D_y, мм	$w_{усл}$, м/с	$R_{усл}$, кПа/м	$p_{конц}$, кПа	$c_{ср.уч}$, кг/м^3	w, м/с	R, кПа/м	$l_{прив}$, м	$\Delta p_{уч}$, кПа	$p_{нач}$, кПа
3	203	54	32	55,3	1,35	170,0	1,62	34,1	0,833	56,1	46,73	216,73
2	418	50	32	113,1	5,71	216,73	2,13	53,1	2,681	57,5	154,16	370,89
1	865	15	50	107,7	3,103	370,89	2,57	41,9	1,207	16,8	20,28	391,17
											221,17	
4	193	4	25	92,2	5,444	200,08	1,70	54,2	3,202	5,2	16,65	216,73

В табл. 9.3 действительные значения скорости движения пара w и удельной линейной потери давления R найдены по формуле (9.18) при плотности пара $\rho_{ср.уч}$, вычисленной при среднем давлении на участках.

Общая приведенная длина участков $l_{прив}$ получена с применением формулы (9.19):

$$l_{прив.4} = 4 + 0{,}83 \cdot 1{,}5 = 5{,}2 \text{ м}$$

(учтено местное сопротивление - тройник на ответвлении);

$$l_{прив.3} = 54 + 1{,}07 \cdot 2{,}0 = 56{,}1 \text{ м}$$

(тройник на проходе, отвод);

$$l_{прив.2} = 50 + 1,07 \cdot 7 = 57,5 \text{ м}$$

(тройник на растекании, четыре отвода);

$$l_{прив.1} = 15 + 1,85 \cdot 1,0 = 16,8 \text{ м}$$

(задвижка, отвод).

Потери давления на участках найдены по формуле (9.20). Полученное давление в начале участка 3 принято не только за конечное для участка 2, но и за начальное давление для участка 4, параллельно соединенного с участком 3. При гидравлическом расчете участка 4 получена невязка:

$$100(46,73 - 16,65) / 46,73 = 64 \% (> 15 \%).$$

Для устранения излишка давления (30,1 кПа) предусматриваем установку на участке 4 дросселирующей диафрагмы. Диаметр диафрагмы по формуле (9.14)

$$d_д = 0,92(1160002 / 30100)0,25 = 23,8 \text{ мм}.$$

Полученные потери давления в паропроводе и конденсатопроводе системы отопления (с учетом потерь давления в калорифере и конденсатоотводчике) позволяют установить необходимое начальное давление. Начальное давление пара в системе с запасом 10 % составит по формуле (9.12)

$$P_н = 1,1 \cdot 391,17 \cdot 10^{-3} + 0,04 = 0,47 \text{ МПа}.$$

Пар при давлении 0,47 МПа имеет температуру около 157 °С и плотность 3 кг/м^3.

§ 9.10. Использование пара вторичного вскипания

Пар вторичного вскипания, как известно, появляется в напорных конденсатопроводах систем высокого давления. Условием вскипания конденсата является значительное понижение давления (например, в конденсатоотводчике или при подъеме конденсата), когда фактическая температура конденсата становится выше температуры насыщенного пара при пониженном давлении. Появившийся излишек теплосодержания конденсата вызывает частичное превращение его в пар. Чем значительнее понижение давления, тем больше доля повторно испарившегося конденсата.

Удельное количество пара вторичного вскипания, получившегося из 1 кг конденсата (долю пара), определяют по формуле

$$g_{в.п} = (i_{нач} - i_{кон}) / r_{кон}, \qquad (9.26)$$

где $1_{нач}$ и $1_{кон}$ - удельная энтальпия конденсата, кДж/кг, при давлении соответственно перед конденсатоотводчиком и в конце конденсатопровода (за конденсатоотводчиком, в баке-сепараторе или закрытом конденсатном баке); $r_{кон}$ - удельная теплота парообразования, кДж/кг, при давлении в конце конденсатопровода.

Полное количество пара вторичного вскипания $G_{в.п}$, кг/ч, в конденсатопроводах системы высокого давления

$$G_{в.п} = g_{в.п} G_к, \qquad (9.27)$$

где $G_к$ - расход конденсата в системе, кг/ч, определяемый по формуле (9.22) без учета коэффициента 1,25.

Пример 9.11. Найдем количество пара вторичного вскипания, получающегося в двухфазном конденсатопроводе системы парового отопления высокого давления по условиям примера 9.10.

Принимаем давление перед конденсатоотводчиком (с учетом пояснений к формуле (9.6))

$$p_{нач} = 0,95 p_{пр} = 0,95 \cdot 170 = 161,5 \text{ кПа}.$$

Удельная энтальпия конденсата при этом давлении $1_{нач}$=541,7 кДж/кг. При давлении в конденсатном баке (40 кПа) $1_{кон}$=458,4 кДж/кг (удельная теплота парообразования г=2232,4 кДж/кг).

Удельное количество пара вторичного вскипания по формуле (9.26)

$$g_{в.п} = (541,7 - 458,4) / 2232,4 = 0,0373 \text{ кг/кг конденсата}.$$

Расчетное количество конденсата в системе $G_к$ = 1074 / 1,25 = 859 кг/ч (см. табл. 9.2).

Полное количество пара вторичного вскипания по формуле (9.27)

$$G_{в.п} = 0,0373 \cdot 859 = 32,0 \text{ кг/ч}.$$

Этот пар может быть использован во вспомогательной системе отопления, имеющей тепловую мощность

$$Q_с = 0,9 \cdot 32,0 \cdot 2232,4 / 3600 = 17,86 \text{ кВт}.$$

Расчеты по примеру 9.11 справедливы для коротких конденсатопроводов, когда можно пренебречь теплопотерями через стенки труб. При значительном расстоянии между местами вскипания конденсата и отбора пара попутные теплопотери заметно сокращают количество теплоты, которое идет на образование вторичного пара.

Пар вторичного вскипания целесообразно также использовать для нагревания воды, применяемой в технологическом процессе, или в системе горячего водоснабжения, особенно при круглосуточной работе предприятия.

При желании избежать вторичного вскипания применяют "переохлаждение" конденсата до 90... 100 °С. Для этого напорный конденсатопровод прокладывают через второстепенные помещения, где устанавливают местные отопительные приборы (рис. 9.13). Переохлаждения конденсата можно достигнуть также непосредственно в местных отопительных приборах и калориферах воздушно-отопительных агрегатов, развивая площадь их нагревательной поверхности. Возможна подача пароконденсатной смеси в калориферы систем

приточной вентиляции, где будет происходить конденсация вторичного пара с последующим охлаждением конденсата.

Применяя переохлаждение конденсата в системах отопления высокого давления, можно сократить расход пара и обеспечить нормальную работу конденсатных насосов.

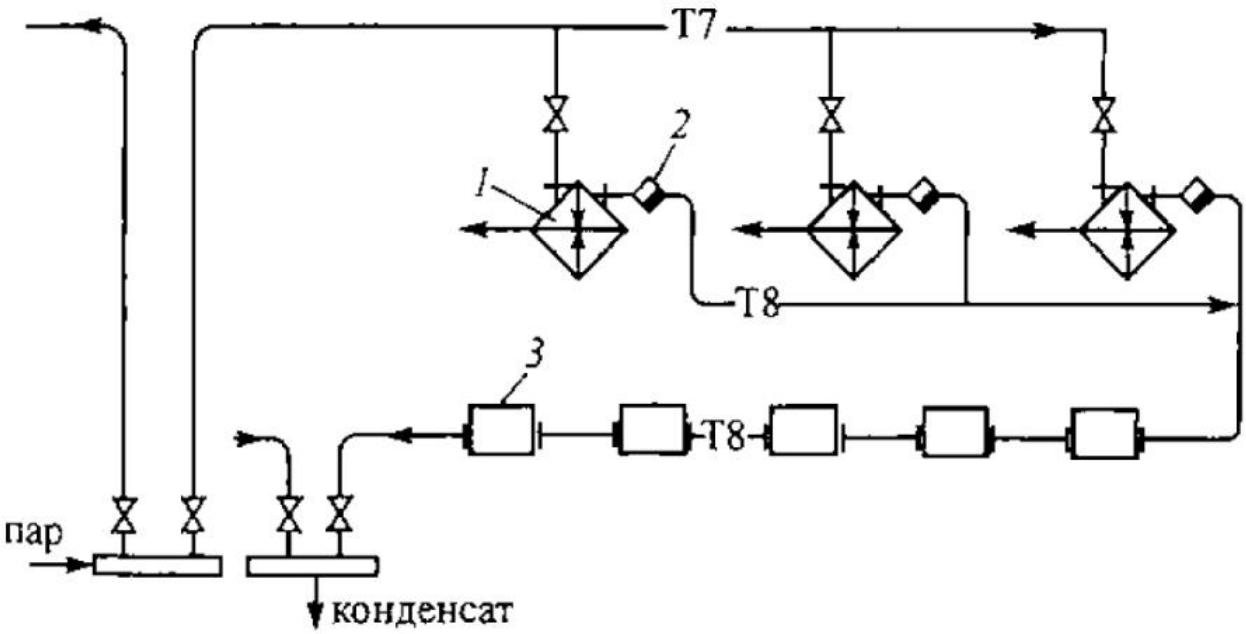

Рис. 9.13. Схема системы парового отопления высокого давления с использованием пароконденсатной смеси в местных отопительных приборах: *1* - калорифер воздушно-отопительного агрегата; *2* - конденсатоотводчик; *3* - местный отопительный прибор

§ 9.11. Система пароводяного отопления

Пароводяную систему отопления применяют при централизованном теплоснабжении промышленного предприятия паром и необходимости устройства в одном из зданий водяного отопления, отличающегося пониженной (и переменной в течение отопительного сезона) температурой теплоносителя.

Систему пароводяного отопления применяют также в верхней части высотных зданий, куда без больших затруднений может быть подан первичный теплоноситель - пар. При вертикальном подъеме пара - теплоносителя с малой плотностью - обеспечивают лишь отведение попутно образующегося конденсата. Конденсат удаляется через конденсатоотводчики в конденсатопровод, по которому стекает конденсат из вышерасположенного теплообменника. Так устроено, в частности, отопление верхней (четвертой) зоны центральной части главного корпуса Московского государственного университета.

Подобная система пароводяного отопления называется централизованной. В **централизованной системе** вода может нагреваться в емкостном или скоростном теплообменнике.

В емкостном теплообменнике вода заполняет цилиндрический корпус, а пар поступает в двухходовой змеевик, находящийся в нижней части корпуса. Пар подается в верхний патрубок змеевика, в змеевике превращается в конденсат, который удаляется через нижний патрубок змеевика, не смешиваясь с водой, циркулирующей в системе отопления. Нагреваемая вода попадает в теплообменник снизу, нагретая более легкая вода через верхний патрубок попадает в систему отопления.

Емкостные теплообменники отличаются незначительным сопротивлением (ζ=2,0) движению через них воды, поэтому могут применяться в системе отопления с естественной циркуляцией воды. Система может быть выполнена по любой известной схеме с верхней разводкой подающей магистрали.

Существенным недостатком емкостных теплообменников является их громоздкость, связанная с тем, что коэффициент теплопередачи змеевиков не превышает при стальных трубах 700 Вт/(м^2·К), при латунных или медных трубах - 840 Вт/(м^2·К). Благодаря большому объему находящейся в теплообменниках воды пар в них может подаваться с большими или меньшими перерывами в зависимости от температуры наружного воздуха.

Существенно меньшие размеры имеют скоростные теплообменники, в которых нагреваемая вода движется последовательно через два пучка стальных или латунных трубок с большой скоростью (от 0,5 до 2,5 м/с). Теплоноситель пар подается сверху в межтрубное пространство цилиндрического корпуса, конденсат отводится снизу. Площадь нагревательной поверхности трубок скоростных теплообменников значительно меньше площади змеевика емкостных теплообменников в связи с повышением (примерно в три раза) коэффициента теплопередачи. Вместе с тем вследствие большого гидравлического сопротивления скоростные теплообменники могут применяться только в системе отопления с насосной циркуляцией воды. Для регулирования температуры воды, поступающей в систему отопления, вокруг теплообменников устраивают обводную линию с регулирующим клапаном.

В системе пароводяного отопления для обеспечения бесперебойной работы устанавливают два теплообменника, каждый из которых рассчитывается на половину тепловой мощности системы.

В децентрализованной системе пароводяного отопления вода нагревается паром непосредственно в отопительных приборах.

В одной из конструкций децентрализованной системы применяются стандартные чугунные радиаторы, в нижнюю часть которых закладываются перфорированные трубы (рис. 9.14, *а)* с заглушенным концом. С одной стороны в эти трубы подается пар, который через ряд мелких отверстий выходит в радиатор (см. § 9.4). Образующийся конденсат заполняет радиаторы, и во время работы системы отопления радиаторы всегда залиты конденсатом до уровня верхней сливной подводки.

Необходимая температура воды в радиаторах поддерживается путем впуска в них большего или меньшего количества пара через подводку, начинающуюся от парового стояка несколько выше верха приборов. Излишек конденсата сливается в конденсатный бак.

Выпуск воды из радиаторов в случае необходимости осуществляется через нормально закрытый вентиль на нижней конденсатной подводке в конденсатный стояк.

В другой конструкции децентрализованной системы (рис. 9.14, *б)* пар из парового стояка подается в водонагревательную трубу (без отверстий), помещенную также в нижней части приборов (см. § 18.4). Стальные безнапорные приборы - радиаторы дополняются водой через специальный патрубок в их верхней части.

Вода в радиаторах нагревается при теплопередаче через стенки трубы в процессе конденсации пара. Конденсат удаляется через конденсатную подводку в стояк.

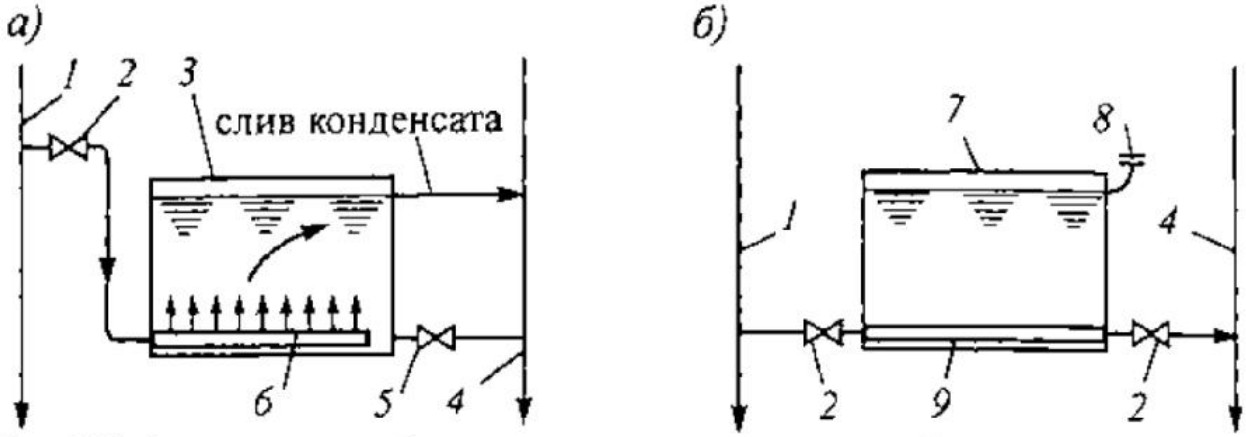

Рис. 9.14. Отопительные приборы децентрализованной пароводяной системы отопления: *а* - стандартный чугунный радиатор; *б* - стальной безнапорный радиатор; *1* - паровой стояк; *2* - паровой вентиль; *3* - конденсатный стояк; *4* - вентиль (нормально закрыт); *5* - перфорированная труба; *6* - водоналивной патрубок; *7* - водонагревательная туба

Достоинствами децентрализованной системы пароводяного отопления являются меньший расход металла по сравнению с обычными системами водяного отопления и пониженная температура поверхности радиаторов (в системе парового отопления даже низкого давления она составляет 100 °С и выше).

Недостатки этой системы существенны. К ним относятся сложное регулирование, шум и вероятность гидравлических ударов в отопительных приборах. В связи с этим децентрализованная система пароводяного отопления широкого распространения не получила.

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.
8. Объясните необходимость поддержания определенного избыточного давления пара (2 кПа) перед регулировочным вентилем у отопительного прибора системы низкого давления.
9. В чем заключается способ гидравлического расчета системы отопления по приведенным длинам? Когда применяется этот способ?
10. Определите предельно возможную разность давления в расчетном отопительном приборе и в закрытом конденсатном баке в двух случаях, когда максимально допустимая температура пара в приборе составляет, во-первых, 130 °С, и, во-вторых, 110°С.
11. Сформулируйте условия появления в конденсатопроводе пара вторичного вскипания и укажите места наиболее вероятного его появления.
12. Назовите признаки централизованной и децентрализованной систем пароводяного отопления.

ГЛАВА 10. ВОЗДУШНОЕ ОТОПЛЕНИЕ

§ 10.1. Система воздушного отопления

В системах воздушного отопления используется атмосферный воздух, свойства которого как теплоносителя рассмотрены в гл. 1.

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 воздуховоды для перемещения теплоносителя).

Воздух для отопления обычно является вторичным теплоносителем, так как нагревается в калориферах (см. § 4.3) 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 помещение 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 воздухораспределение. 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 воздухонагреватель 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 воздухонагревателя 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 (см. табл. 1.1), площадь поперечного сечения и поверхности воздуховодов 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 воздуховоды 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

На рис. 10.1 даны принципиальные схемы **местной системы** воздушного отопления. Чисто отопительная система с полной рециркуляцией теплоносителя воздуха может быть бесканальной (рис. 10.1, *а) и* канальной (рис. 10.1, *б).* При бесканальной системе внутренний воздух, имеющий температуру $t_в$, нагревается первичным теплоносителем в калорифере до температуры $t_г$ и перемещается вентилятором в обогреваемое помещение. Наличие вертикального канала для горячего воздуха обусловливает 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.

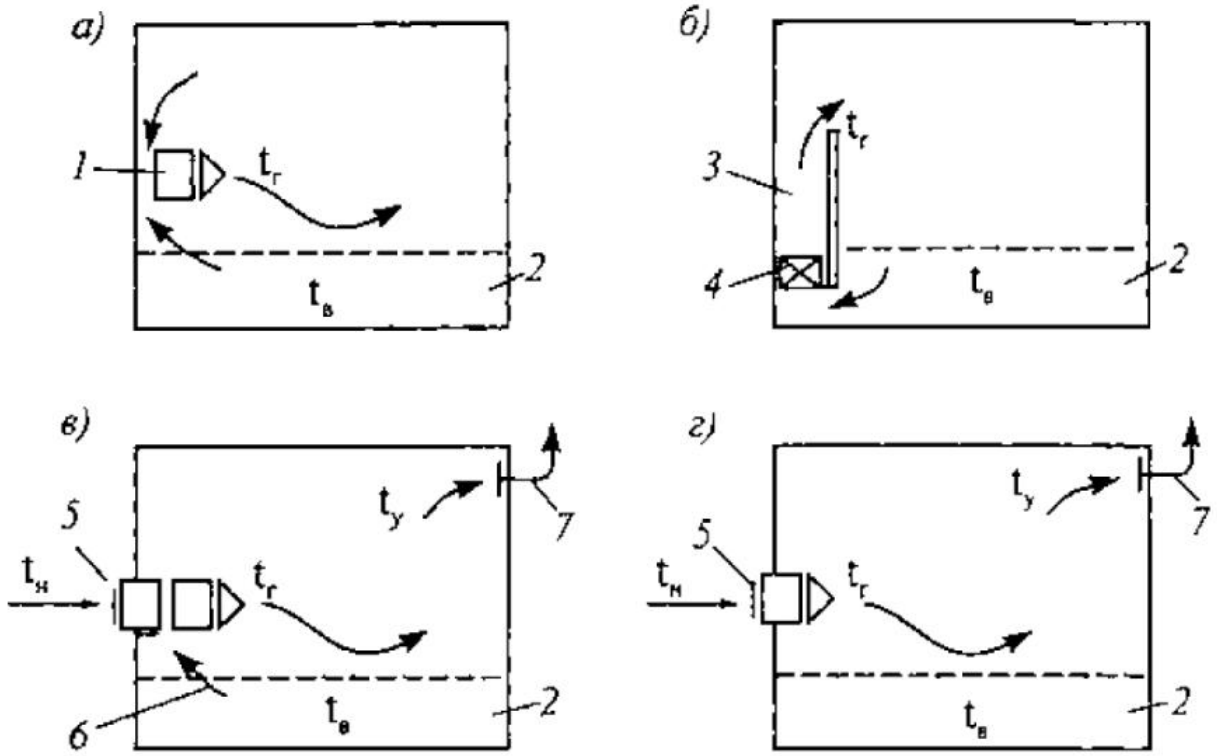

Рис. 10.1. Принципиальные схемы местной системы воздушного отопления: *а, б* - полностью рециркуляционные; *в* - частично рециркуляционная; *г* - прямоточная; *1* - отопительный агрегат; *2* - рабочая (обслуживаемая) зона; *3* - канал с нагретым воздухом; *4* - теплообменник (калорифер); *5* - наружный воздухозабор; *6* - рециркулирующий воздух; *7* - вытяжная вентиляция

Для местного воздушного отопления помещения одновременно с его приточно-вытяжной вентиляцией используют две другие схемы (рис. 10.1, *в, г).* По схеме на рис. 10.1, *в* 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 на рис. 10.1, *г* - 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. 10.2.

В схеме на рис. 10.2, *а* нагретый воздух по специальным каналам распределяется по помещениям, а охладившийся воздух по другим каналам возвращается для повторного нагревания в теплообменнике - калорифере. Совершается, как и в схеме на рис. 10.1, *а,* полная рециркуляция воздуха без вентиляции помещений. Теплопередача в калорифере соответствует тепло-потерям помещений, т.е. схема является чисто отопительной.

Схема на рис. 10.2, *б с* частичной рециркуляцией по действию не отличается от схемы на рис. 10.1, в. На рис. 10.2, *в* изображена прямоточная схема центральной системы воздушного отопления, аналогичная схеме на рис. 10.1, *г.*

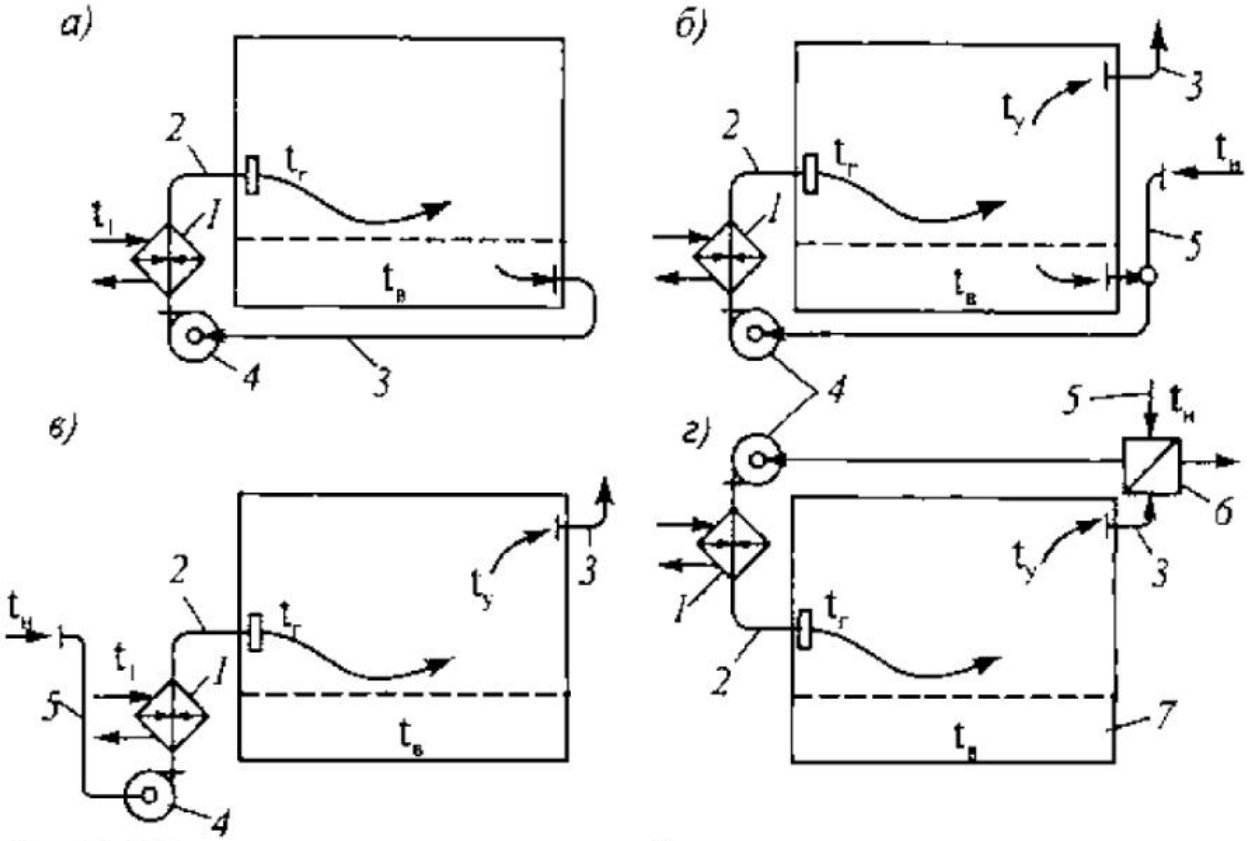

Рис. 10.2. Принципиальные схемы центральной системы воздушного отопления: *а* - полностью рециркуляционная; *б* - частично рециркуляционная; *в* - прямоточная; *г* - рекуперативная; *1* - теплообменник (калорифер); *2* - канал (воздуховод) с нагретым воздухом и воздухораспределителем на конце; *3* - канал (воздуховод) системы вытяжной вентиляции; *4* - вентилятор; *5* - наружный воздухозабор с каналом (воздуховодом); *6* - воздухо-воздушный теплообменник; *7* - рабочая (обслуживаемая) зона

В схемах на рис. 10.1, *а, б* и 10.2, *а* теплозатраты на нагревание воздуха определяются только теплопотерями помещений. В схемах на рис. 10.1, *в* и 10.2, *б* они возрастают в результате предварительного нагревания части воздуха от температуры наружного воздуха $1_н$ до температуры $1_в$. В схемах на рис. 10.1, г и 10.2, *в* теплозатраты наибольшие, так как весь воздух необходимо нагреть сначала от температуры $t_н$ до $t_в$, а потом перегреть до температуры $t_г$ (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 теплозатрат в прямоточной системе при сохранении ее основного преимущества - полной вентиляции помещений - используют схему с рекуперацией (см. рис. 10.2, 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 $t_п$ 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 $Q_п$ - максимальной теплопотребности для поддержания в помещении расчетной температуры $t_н$

$$G_{отс}(t_т - t_в) = Q_п.$$

Отсюда расход нагретого воздуха $G_{от}$, кг/с, для отопления помещения

$$G_{от} = Q_п / (c(t_г - t_в)), \qquad (10.1)$$

где с - удельная массовая теплоемкость воздуха, равная 1005 Дж/(кг-К).

Для получения расхода воздуха в кг/ч теплопотребность помещения в Вт (Дж/с) следует выразить в Дж/ч, т.е. умножить на 3600 с.

Объем подаваемого воздуха $L_{от}$, $м^3$/ч, при температуре ^ нагретого воздуха

$$L_{от} = G_{от} / \rho_г. \qquad (10.2)$$

Воздухообмен в помещении $L_п$, $м^3$/ч, несколько отличается от $L_{от}$, так как определяется при температуре внутреннего воздуха $t_в$

$$L_п = G_{от} / \rho_в, \qquad (10.3)$$

где $\rho_г$ и $\rho_в$ - плотность воздуха, кг/$м^3$, при его температуре соответственно $t_г$ и $t_в$.

Температура воздуха $t_г$ 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 °С, 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 °С, а для завес у наружных входных дверей - до 50 °С.

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 °С.

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 $G_{от} \geq G_{вент}$ (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 $G_{вент} > G_{от}$ (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

$$t_т = t_в + Q_п / (cG_{вент}), \qquad (10.4)$$

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 теплозатраты на нагревание воздуха по формулам: для рециркуляционной системы воздушного отопления

$$Q = G_{от}c(t_т - t_в); \qquad (10.5)$$

для частично рециркуляционной отопительно-вентиляционной системы

$$Q = G_{от}c(t_г - t_в) + G_{вент}c(t_в - t_н); \qquad (10.6)$$

для прямоточной отопительно-вентиляционной системы

$$Q = G_{вент}c(t_г - t_н), \qquad (10.7)$$

где $G_{от}$ и $G_{вент}$ - расход воздуха, кг/с, для целей отопления и вентиляции; $t_н$ - 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 *1Г* с целью отопления.

Пример 10.1. Определим количество воздуха, подаваемого при 45 °С, для поддержания в помещении температуры 20 °С, если его теплопотери составляют 2000 Вт.

Количество подаваемого воздуха по формуле (10.1)

$$G_{от} = 2000 \cdot 3600 / (1005(45 - 20)) = 287 \text{ кг/ч}.$$

Объем подаваемого воздуха по формуле (10.2)

$$L_{от} = 287 / 1{,}11 = 259 \text{ м}^3/\text{ч}.$$

Воздухообмен в помещении по формуле (10.3)

$$L_п = 287 / 1{,}205 = 238 \text{ м}^3/\text{ч}.$$

Пример 10.2. Найдем теплозатраты на нагревание воздуха по условиям примера 10.1, если объем наружного воздуха, подаваемого для вентиляции помещения, $t_{вент}$=100 м^3/ч. Расчетная температура наружного воздуха $t_н$=-25 °С.

Теплозатраты в частично рециркуляционной системе по формуле (10.6)

$$Q = 1005(287(45 - 20) + 100 \cdot 1{,}205(20 - (-25))) / 3600 = 3517 \text{ Вт или } 12660 \text{ кДж/ч}.$$

Объем рециркуляционного воздуха составляет

$$L_{рец} = L_п - L_{вент} = (287 / 1{,}205) - 100 = 138 \text{ м}^3/\text{ч},$$

а дополнительные (сверх теплопотерь помещения) теплозатраты на нагревание вентиляционного воздуха - (3517 - 2000) = 1517 Вт.

Прямоточная система в данном случае не применима, так как температура нагретого воздуха превысила бы допустимую, даже при его подаче в верхнюю зону помещения. Действительно, по формуле (10.4)

$$t_г = 20 + 2000 \cdot 3600 / (1005 \cdot 100 \cdot 1{,}205) = 20 + 59{,}5 = 79{,}5 \text{ °С} > 60 \text{ °С}.$$

§ 10.4. Местное воздушное отопление

Местное воздушное отопление предусматривают в зданиях в следующих случаях:

- **в рабочее время** при отсутствии центральной системы приточной вентиляции, причем система отопления может быть чисто отопительной или совмещенной с местной приточной вентиляцией;
- **в нерабочее время** при отсутствии и невозможности или экономической нецелесообразности использования для отопления имеющейся центральной системы приточной вентиляции.

Для местного воздушного отопления применяют:

- рециркуляционные отопительные агрегаты с механическим побуждением движения воздуха (рис. 10.1, *а);*
- отопительно-вентиляционные агрегаты с частичной рециркуляцией воздуха и прямоточные, также с механическим побуждением движения воздуха по схемам на рис. 10.1, *в, г* (наиболее полно рассматриваются в дисциплине "Вентиляция");
- рециркуляционные воздухонагреватели с естественным движением воздуха (рис. 10.1, б).

Отопительные агрегаты предназначены для отопления производственных помещений категорий В, Г и Д, технологический процесс в которых не сопровождается выделением пыли, а также крупных помещений общественных и сельскохозяйственных зданий. Специальные отопительно-вентиляционные агрегаты применяют для отопления жилых квартир. Рециркуляционные воздухонагреватели служат для отопления лестничных клеток многоэтажных зданий и отдельных помещений общественных зданий.

§ 10.5. Отопительные агрегаты

Отопительным агрегатом называется комплекс стандартных элементов, собираемых воедино на заводе, имеющий определенную воздушную, тепловую и электрическую мощность. Агрегаты предназначены для установки непосредственно в отапливаемых помещениях. Они представляют собой компактное, достаточно мощное и сравнительно недорогое устройство. Недостатком агрегатов является шум при действии вентилятора, что ограничивает возможность их применения в рабочее время.

Отопительные агрегаты подразделяются на подвесные и напольные. Конструкции **подвесного отопительного агрегата** представлены на рис. 10.3. Первый тип (рис. 10.3) имеет круглый корпус с воздухозаборным отверстием. Внутри корпуса находится осевой вентилятор с электродвигателем. Воздух, забираемый из помещения вентилятором, пропускается через калорифер, нагреваемый высокотемпературной водой, и выпускается снова в помещение в нужном направлении через створки регулирующего клапана. Агрегат снабжен кронштейнами для подвески его в помещении. В зависимости от модели один подвесной отопительный агрегат при небольшой электрической мощности двигателя может нагревать до 25 тыс. $м^3$/ч воздуха, тепловая мощность достигает 350 кВт. Общим недостатком агрегатов является высокий уровень звуковой мощности (до 90 дБА).

В настоящее время появилась возможность использовать в качестве подвесного отопительного агрегата современные приточные вентиляционные устройства. Их отличает более широкий диапазон по производительности и мощности и, что очень важно, низкий уровень звуковой мощности.

Достигается это, прежде всего, тем, что установки оснащаются менее шумным радиальным вентилятором, а их корпус (как правило, прямоугольной формы) оснащен эффективной звукоизоляцией стенок и встроенным шумоглушителем. Конструкция устройства может включать в себя дополнительно воздушный фильтр.

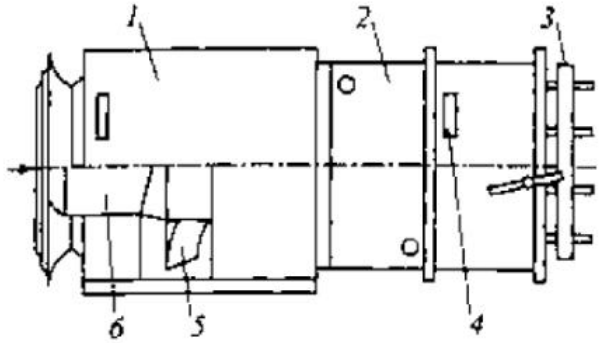

Рис. 10.3. Подвесной воздушно-рециркуляционный отопительный агрегат: *1* - корпус; *2* - воздунагреватель; *3* - воздушный клапан; *4* - кронштейн; *5* - осевой вентилятор; *6* - электродвигатель

В напольных отопительных агрегатах (рис. 10.4) используют как осевые, так и радиальные вентиляторы, а их мощность может значительно превышать мощность подвесных агрегатов. Воздух нагревается не только водой, но и паром, а также при сжигании газообразного или дизельного топлива. Схема напольного газовоздушного отопительного агрегата тепловой мощностью до 10 кВт изображена на рис. 1.3.

Для отопления помещения устанавливают не менее двух агрегатов, причем их тепловую мощность выбирают достаточной для поддержания температуры воздуха в отапливаемом помещении не ниже 5 °С при выходе из строя одного из агрегатов.

При выпуске воздуха в свободное пространство объемного помещения через регулирующий многостворчатый клапан агрегата образуется так называемая компактная струя. Воздушная струя превращается в неполную веерную в том случае, когда регулирующий клапан дополняют рассеивающей решеткой.

Подачу нагретого воздуха при использовании отопительных агрегатов осуществляют двумя способами: наклонными струями сверху в направлении рабочей зоны (рис. 10.5, *а)* или горизонтальными струями выше рабочей зоны (рис. 10.5, *б).*

Наклонной подаче отдается предпочтение, так как нагретый воздух попадает непосредственно в рабочую зону. Для этого воздух выпускается под углом 35° к горизонту, что обеспечивает наибольшую дальнобойность нагретых струй.

Горизонтальную подачу, получившую название **сосредоточенной,** применяют, когда при наклонной подаче температура и скорость движения воздуха в рабочей зоне (в точке А на рис. 10.5, *а)* превышают допустимые значения. Агрегаты для горизонтальной (или под малым углом к горизонту, как показано на рис. 10.5, *б)* подачи помещают на высоте от пола $h = (0{,}35..Д65)H_п$ ($H_п$ - высота помещения), т.е. в средней зоне по высоте помещения. Воздушные струи при этом получаются не настилающимися (настилаются они на потолок при $h>0{,}85H_п$, и это в высоких помещениях вызывает перегревание верхней зоны).

При сосредоточенной подаче под воздушной струей в нижней части помещения возникает обратный поток воздуха. В месте, где расширяющаяся воздушная струя наиболее близко проходит своей нижней границей к рабочей зоне, обратный поток движется с максималь-

ной скоростью. В этом месте (точка А на рис. 10.5, *б)* и проверяют допустимость получающихся значений скорости движения и температуры воздуха.

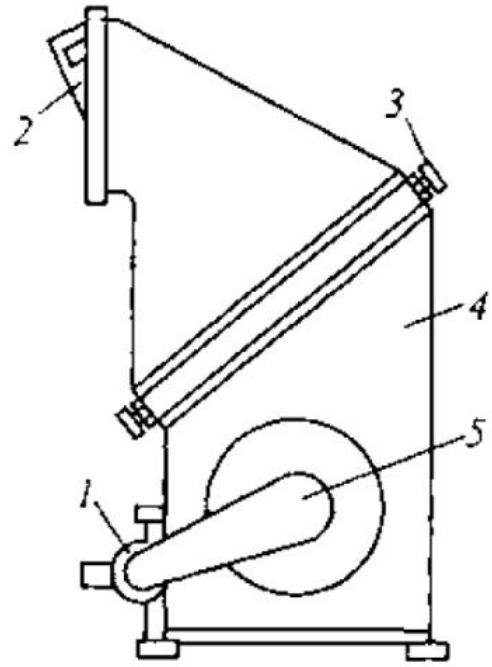

Рис. 10.4. Напольный воздушно-рециркуляционный отопительный агрегат: *1* - электродвигатель; *2* - воздуховыпускной патрубок; *3* - воздухонагреватель; *4* - корпус; *5* - клиноременная передача в защитном кожухе

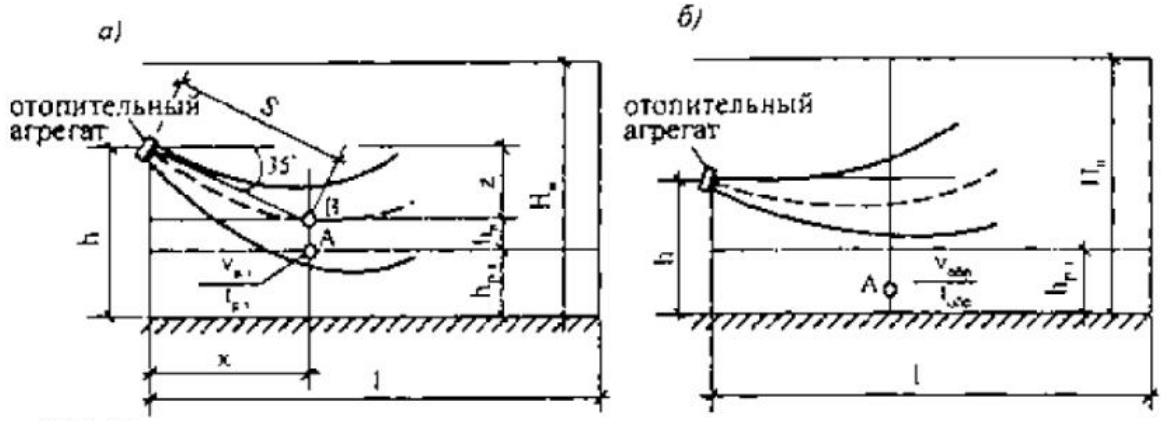

Рис. 10.5. Схемы подачи нагретого воздуха отопительным агрегатом: *а* - наклонная подача; *б* - сосредоточенная подача; *А* - расчетная точка в рабочей зоне; *В* - вершина воздушной струи

В крупных помещениях отопительные агрегаты размещают так, чтобы получались несколько параллельных компактных или неполных веерных воздушных струй. При параллельных компактных струях (рис. 10.6, *а)* агрегаты располагают на расстоянии $b \leq 3H_п$, при неполных веерных струях - до 10НП (рис. 10.6, *б).* В плане агрегаты устанавливают с учетом расположения колонн и крупногабаритного оборудования, которые могут нарушать свободное развитие воздушных струй в помещении.

Выбор модели отопительных агрегатов для крупных помещений делают в предположении, что будет принята наклонная подача воздуха, исходя из длины 1 зоны обслуживания одним агрегатом, рекомендуемой в справочной литературе. Предварительно принимая ширину этой зоны b=1, сопоставляют теплопотери обслуживаемой части помещения (с повышающим коэффициентом 1,1) с тепловой мощностью агрегатов. Выбрав окончатель-

но модель агрегата, уточняют объем части помещения, приходящийся на один агрегат, и число агрегатов.

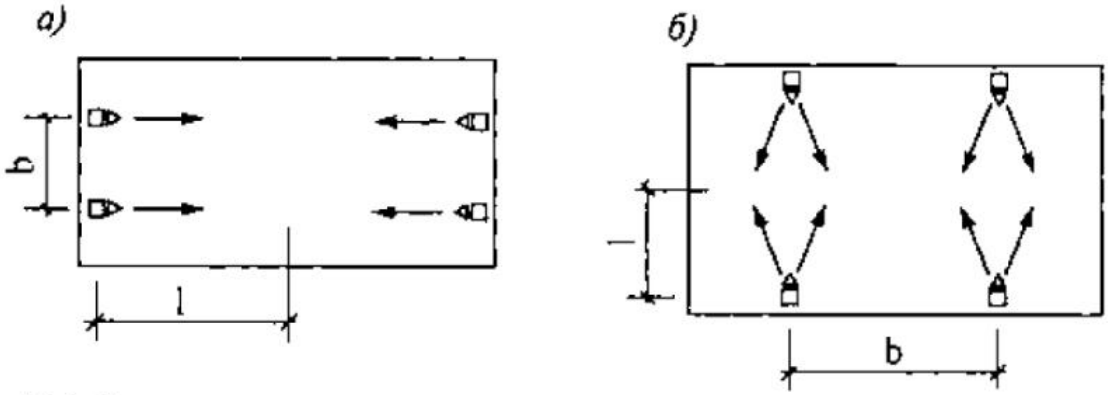

Рис. 10.6. Схема расположения отопительных агрегатов в плане помещения: *а* - при параллельных воздушных струях; *б* - при неполных веерных воздушных струях

При наклонной подаче воздуха допустимо получение размера b = (0,5...2,0)1.

Экономически выгоднее применять укрупненные отопительные агрегаты. При использовании крупных отопительных агрегатов температура воздуха в помещении может остаться довольно равномерной (отличаться от расчетной не более чем на 2-3 °С, что допустимо во многих производственных зданиях), особенно если там обеспечивается 2-3-кратный воздухообмен.

§ 10.6. Расчет подачи воздуха, нагретого в отопительном агрегате

В высоком помещении нагретый воздух, подаваемый отопительными агрегатами, образует свободно развивающиеся, постепенно всплывающие круглые воздушные струи. В такой воздушной струе, подаваемой как наклонно вниз, так и горизонтально, происходит теплоаэродинамический процесс затухания скорости ее движения и понижения температуры при подмешивании окружающего воздуха.

Рассмотрим методику расчета каждого из способов подачи нагретого воздуха в помещение.

1. Расчет наклонной подачи нагретого воздуха

Траектория и параметры круглой не изометрической воздушной струи зависят от расчетных показателей выбранной модели отопительного агрегата. Перечислим эти показатели: площадь воздухораспределяющего устройства A_0, м^2, начальная скорость подаваемого воздуха v_0, м/с, избыточная температура воздуха ($t_г$ - $t_в$), °С.

Расчет подачи начинается с определения геометрической характеристики воздушной струи H, создаваемой агрегатом. Значение H, м, круглой воздушной струи вычисляется по формуле

$$H = 5{,}45 m v_0 A_0^{0.25} / (n(t_г - t_в))^{0.5}, \qquad (10.8)$$

где m и n - скоростной и температурный коэффициенты воздушной струи, зависящие от конструкции воздухораспределительного устройства (принимаются по справочным данным).

Скоростной коэффициент характеризует интенсивность затухания скорости движения воздушной струи при применении воздухораспределительного устройства той или иной конструкции (клапана, решетки и т.п.), температурный - интенсивность понижения температуры воздуха в струе.

Пример 10.3. Найдем геометрическую характеристику круглой воздушной струи, создаваемой отопительным агрегатом при $(t_г - t_в) = 35,8$ °С. Принятая модель имеет следующие технические характеристики: $A_0=0,25$ м^2, $v_0=4,4$ м/с, m=4,5, n=3,&.

По формуле (10.8)

$$H = 5,45 \cdot 4,5 \cdot 4,4 \cdot 0,25^{0,25} / (3,8 \cdot 35,8)^{0,5} = 6,54 \text{ м}.$$

По значению геометрической характеристики струи проверяется выбранная длина l зоны обслуживания отопительным агрегатом

$$l = 1,58H. \qquad (10.9)$$

Выражение (10.9) получено как среднее для соотношения x / l = 0,3...0,5, где x - координата вершины воздушной струи (точка В на рис. 10.5, *а,* определяемая по формуле

$$x = 0,635H. \qquad (10.10)$$

Вторую координату вершины струи находят по формуле

$$z = 0,307H. \qquad (10.11)$$

Тогда длина струи s от агрегата до ее вершины составит

$$s = 0,7H. \qquad (10.12)$$

Пример 10.4. Определим по условиям примера 10.3 длины зоны обслуживания агрегатом и воздушной струи от агрегата до ее вершины.

По формулам (10.9) - (10.12) найдем длину зоны обслуживания отопительным агрегатом l = 1,58-6,54 = 10,3 м, а также длину струи до ее вершины s = 0,70-6,54 = 4,6 м при x = 0,635-6,54 = 4,15 м и z = 0,307-6,54 = 2,0 м.

В вершине воздушной струи максимальная скорость ее движения v_s, м/с, и избыточная температура Δt_g, °С, определяются по формулам

$$v_s = mv_0A_0^{0,5} / s; \qquad (10.13)$$

$$\Delta t_s = n(t_г - t_в)A_0^{0,5} / s. \qquad (10.14)$$

Получаемые по формулам (10.13) и (10.14) значения скорости движения и температуры в вершине воздушной струи сопоставляют с соответствующими предельно допустимыми (нормативными) значениями для рабочей зоны помещения. Если они не превышают нормативных значений, то предварительно выбранную высоту установки отопительного агрегата (на z выше вершины струи) можно оставить без изменения. Если же вычисленные

значения скорости v_s и температуры Δt_s превышают нормируемые, то для их уменьшения следует поднять вершину воздушной струи над уровнем рабочей зоны помещения.

Пример 10.5. Вычислим скорость движения и избыточную температуру в вершине воздушной струи (в точке В на рис. 10.5, *а)* по условиям примеров 10.3 и 10.4.

По формулам (10.13) и (10.14) получим

$$v_s = 4{,}5 \cdot 4{,}4 \cdot 0{,}25^{0{,}5} / 4{,}6 = 2{,}15 \text{ м/с и}$$

$$\Delta t_s = 3{,}8 \cdot 35{,}8 \cdot 0{,}25^{0{,}5} / 4{,}6 = 14{,}8 \text{ °C}.$$

Найденные значения скорости движения и избыточной температуры в вершине воздушной струи превышают предельно допустимые.

В этом случае определяют величину дополнительного превышения ($h_п$ на рис. 10.5, *а)* вершины воздушной струи над уровнем рабочей зоны. Дополнительное превышение $h_п$ вычисляют из двух нижеследующих формул (подставляя в них нормативные значения скорости $v_{норм}$ и избыточной температуры $\Delta t_{норм}$)

$$v_{норм} = v_s e^{-x}, \text{ где } x = 74{,}4(h_п / s)^2; \qquad (10.15)$$

$$\Delta t_{норм} = \Delta t_s e^{-y}, \text{ где } y = 37{,}2(h_п / s)^2. \qquad (10.16)$$

Выбирая большее из полученных значений $h_п$ (но не более 2 м), устанавливают окончательно высоту установки отопительного агрегата над поверхностью пола

$$h = h_{р.з} \div h_п + z. \qquad (10.17)$$

Во всех расчетах ($h - h_{р\,з}$) должно быть не менее 2 м. В развитие примера 10.5 расчетами по приведенным формулам получено, что при наклонной подаче нагретого воздуха отопительный агрегат, рассмотренной в примере модели, следует установить на высоте 4,7 м от уровня пола. При этом в рабочей зоне помещения (в точке А на рис. 10.5, *а)* скорость движения воздуха составит $v_{р3}$=0,4 м/с, а его избыточная температура - $\Delta t_{р3}$=6 °С. Если полученное по формулам (10.15) и (10.16) значение $h_п$ превышает 2 м, то рекомендуется либо уменьшить отклонение оси выпускаемой воздушной струи от горизонтали (угол =35° на рис. 10.5, *а*), либо понизить температуру подаваемого воздуха $t_п$ используя более общую формулу

$$t_г \le t_в + 13(mv_0 \sin^2 \alpha/(h - h_{р.з}))^2 A_0^{0{,}5} / n. \qquad (10.18)$$

Наконец, можно заменить наклонную подачу нагретого воздуха сосредоточенной.

2. *Теплоаэродинамический расчет сосредоточенной подачи воздуха, нагретого в отопительном агрегате*

При сосредоточенной подаче начальная температура струи нагретого воздуха во избежание быстрого ее "всплывания" не должна превышать полученной по формуле

$$t_г \le t_в + 1300 v_0^2 A_п^{0,5} / (mnbH_п), \qquad (10.19)$$

где b - расстояние между отопительными агрегатами, м; $H_п$ - высота помещения, м (остальные обозначения - см. формулу (10.8)).

Агрегаты устанавливают на высоте над поверхностью пола помещения, вычисляемой по формуле

$$h = h_{р.з} + 0,3(bH_п)^{0,5}. \qquad (10.20)$$

Расчет сосредоточенной подачи воздуха сводится к определению максимальной скорости движения воздуха в рабочей зоне помещения, т.е. в обратном потоке воздуха (в точке А на рис. 10.5, *б)* по формуле

$$v_{обр} = kv_0(A_0 / bH_п)^{0,5}, \qquad (10.21)$$

где k - поправочный коэффициент, учитывающий число отопительных агрегатов, устанавливаемых в один ряд (изменяется от 1,15 при двух агрегатах и 1,05 при четырех до 0,9 при десяти агрегатах в ряду).

Определяется также максимальная избыточная температура обратного потока в рабочей зоне по формуле

$$\Delta t_{обр} = 1,4(t_г - t_в)(A_0 / bH_п)^{0,5}. \qquad (10.22)$$

Скорость движения обратного потока воздуха в рабочей зоне не должна превышать 0,7 м/с, избыточная температура обратного потока - 2 °С.

При выборе тепловой мощности модели отопительных агрегатов, предназначенных для сосредоточенной подачи нагретого воздуха, к тепло-потерям помещения вводят повышающий коэффициент 1,25 (при наклонной подаче воздуха - 1,1). Это объясняется тем, что в горизонтальной нагретой воздушной струе действует сила, вызывающая ее подъем. При ускоренном (по сравнению с наклонной подачей) подъеме нагретого воздуха перегревается верхняя зона, вследствие чего увеличиваются теплопотери через покрытие помещения, и недогревается рабочая зона.

Равномерность температуры воздуха по площади и высоте связана с кратностью воздухообмена в помещении

$$k_п = L_п / V_п, \qquad (10.23)$$

где $L_п$ - воздухообмен, $м^3/ч$, в помещении объемом $V_п$, $м^3$.

Температура воздуха по высоте помещения выравнивается с увеличением кратности воздухообмена от 1 до 3. Дальнейшее увеличение кратности воздухообмена практически не влияет на температуру воздуха в верхней зоне. При соблюдении описанных выше условий в отношении высоты выпуска воздуха и кратности воздухообмена сосредоточенная подача нагретого воздуха вызывает изменение температуры воздуха всего на 0,1...0,15 °С на 1 м высоты, и температура воздуха в верхней зоне высоких цехов отличается от температуры в рабочей зоне не более, чем на 3°С.

Длину обслуживаемого одним отопительным агрегатом объема помещения (так называемую дальнобойность воздушной струи) проверяют по выражению

$$l \le 0{,}7m(bH_п)^{0{,}5}. \qquad (10.24)$$

Расчетами при $bH_п = 21$ м^2 применительно к ранее выбранной модели отопительного агрегата (см. примеры 10.3 - 10.5) получено, что для обеспечения примерно тех же параметров воздуха в рабочей зоне помещения как и при наклонной подаче, агрегат при сосредоточенной подаче воздуха следует установить на высоте 3,4 м от поверхности пола (на 1,3 м ниже), а дальнобойность воздушной струи составит 12... 15 м (на 3 м больше, чем при наклонной подаче).

Пример 10.6. Рассчитаем систему воздушного отопления агрегатами, обогреваемыми водой (температура 150-70 °С), с наклонной подачей воздуха в цехе длиной 50, шириной 20 и высотой 9 м, если теплопотери цеха 170 кВт, $t_в = 15$ °С, $v_{норм} = 0{,}5$ м/с и $\Delta t_{норм} = 3$ °С.

Выбираем подачу воздуха четырьмя отопительными агрегатами по схеме, изображенной на рис. 10.6, *а*, когда зона обслуживания l=10 м.

Необходимая тепловая мощность одного отопительного агрегата

$$Q_1 = 1{,}1 \cdot 170 / 4 = 46{,}8 \text{ кВт}.$$

Принимаем к установке агрегаты тепловой мощностью по 47,7 кВт при подаче 4000 м^3/ч воздуха.

Получающаяся кратность воздухообмена по формуле (10.23)

$$k_п = 4000 \cdot 4 / (50 \cdot 20 \cdot 9) = 1{,}8 \text{ 1/ч}$$

удовлетворяет условию равномерности температуры воздуха в цехе.

Найдем необходимую высоту установки отопительных агрегатов над поверхностью пола цеха, используя результаты расчетов в примерах 10.3 - 10.5.

Определим дополнительное превышение вершины воздушной струи над уровнем рабочей зоны по формулам (10.15) и (10.16).

Из формулы (10.15) при v_s=2,15 м/с и s=4,6 м получим $h_п$=0,65 м. Из формулы (10.16) при $\Delta t_в$=14,8 °С найдем $h_п$=0,95 м.

Тогда при высоте рабочей зоны 2,0 м определим высоту установки отопительных агрегатов по формуле (10.17)

$$h = 2{,}0 + 0{,}95 + 2{,}0 \approx 5{,}0 \text{ м}.$$

Пример 10.7. Проверим, можно ли использовать отопительные агрегаты, принятые к установке по условиям примера 10.6, для отопления того же цеха при сосредоточенной горизонтальной подаче нагретого воздуха.

Максимальная скорость движения воздуха в обратном потоке в рабочей зоне составит по формуле (10.21)

$$v_{обр} = 1,15 \cdot 4,4(0,25 / (25 \cdot 9))^{0,5} = 0,17 \text{ м/с} < v_{норм}.$$

Максимальную избыточную температуру обратного потока воздуха в рабочей зоне найдем по формуле (10.22)

$$\Delta t_{обр} = 1,4 \cdot 35,8(0,25 / (25 \cdot 9))^{0,5} = 1,7 \text{ °C} < \Delta t_{норм}.$$

Однако тепловая мощность агрегатов принятой модели (47,7 кВт) недостаточна, так как при сосредоточенной подаче нагретого воздуха потребуются агрегаты, имеющие тепловую мощность не менее

$$Q_1 = 1,25 \cdot 170 / 4 = 53,1 \text{ кВт}.$$

Воздушное отопление с помощью отопительных агрегатов автоматизируется. Принципиальная схема автоматического регулирования их работы дана на рис. 10.7.

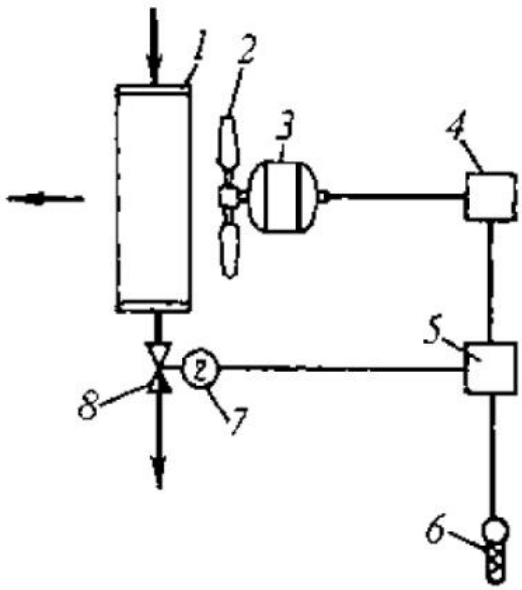

Рис. 10.7. Схема автоматического регулирования работы воздушного отопительного агрегата: *1* - калорифер; *2* - вентилятор; *3* - электродвигатель; *4* - магнитный пускатель; *5* - промежуточное реле; *6* - датчик температуры; *7* - исполнительный механизм; *8* - регулирующий орган

§ 10.7. Квартирная система воздушного отопления

Квартирным принято называть отопление группы помещений, предназначенных для проживания одной семьи и размещенных в индивидуальном жилом доме или, что реже, в отдельной квартире жилого многоквартирного дома. Квартирное воздушное отопление можно отнести к канальной системе местного воздушного отопления. Ее принципиальная схема близка к схеме, изображенной на рис. 10.1, *в*. Нагретый воздух подается в жилые комнаты, обеспечивая не только их отопление, но и, как правило, вентиляцию. Из жилых комнат воздух перетекает во вспомогательные помещения квартиры: в кухню, ванную и уборную, откуда он удаляется наружу с помощью системы вытяжной вентиляции. С це-

лью экономии тепловой энергии в системе может использоваться частичная рециркуляция воздуха.

В качестве отопительно-вентиляционного агрегата квартирного воздушного отопления может быть использован подвесной (см. рис. 10.3, 5) или напольный (см. рис. 10.4) агрегат. Подвесной агрегат можно разместить в подшивке под потолком коридора или любого другого вспомогательного помещения. Для размещения напольного агрегата потребуется выделение в квартире специального помещения.

Для транспортировки воздуха в квартире прокладываются воздуховод наружного воздуха с воздухозаборной решеткой, рециркуляционный и приточные воздуховоды с регулирующим клапаном в каждой жилой комнате.

В жилые комнаты может подаваться только наружный воздух, воздух при частичной и полной рециркуляции (например, при отсутствии людей). При наличии хладоносителя данная система может также использоваться для летнего охлаждения воздуха комнат квартиры.

Часто, особенно для отопления малоэтажных зданий, применяют чисто рециркуляционную квартирную систему воздушного отопления. Нагретый до 40...45 °С воздух выпускается, как правило, в нижнюю зону комнат - на высоте 0,3...0,5 м от пола. Возможна также подача воздуха, нагретого до более высокой температуры, на высоте 1,5 м от пола и под потолком помещений.

В рециркуляционной квартирной системе воздух может забираться из отапливаемых комнат, а также из прилегающих к комнатам коридоров. В первом случае обеспечивается более ровная температура помещений.

Преимуществами квартирного воздушного отопления являются независимое отопление отдельных квартир, малая тепловая инерция и простое регулирование.

К его недостаткам относится шум, возникающий при действии электровентилятора, особенно ощутимый ночью, и необходимость разработки специальных мероприятий по звукоизоляции.

§ 10.8. Рециркуляционные воздухонагреватели

Рециркуляционный воздухонагреватель с естественным движением воздуха - это отопительный прибор типа высокого конвектора, обогреваемый теплоносителем - водой (см. рис. 4.11). По способу отопления помещения, связанному с интенсивной циркуляцией воздуха при сосредоточенном его нагревании, рециркуляционный воздухонагреватель считают прибором местного водовоздушного отопления.

Рециркуляционные воздухонагреватели по тепловой мощности занимают промежуточное место между обычными отопительными приборами систем водяного и парового отопления и отопительными агрегатами систем воздушного отопления. Их мощность составляет от 5 до 25 кВт. Применяют их для отопления отдельных помещений, не имеющих постоянных рабочих мест у наружных ограждений и периодически используемых людьми, в первую очередь, для отопления лестничных клеток многоэтажных зданий.

В лестничной клетке, отапливаемой рециркуляционным воздухонагревателем, помещенным близ наружной входной двери (рис. 10.8, *а)* обеспечивается более ровная температура

воздуха, чем при водяном отоплении приборами, расположенными на нескольких лестничных площадках. Этому способствует усиленное прогревание наружного воздуха, проникающего через открываемую входную дверь.

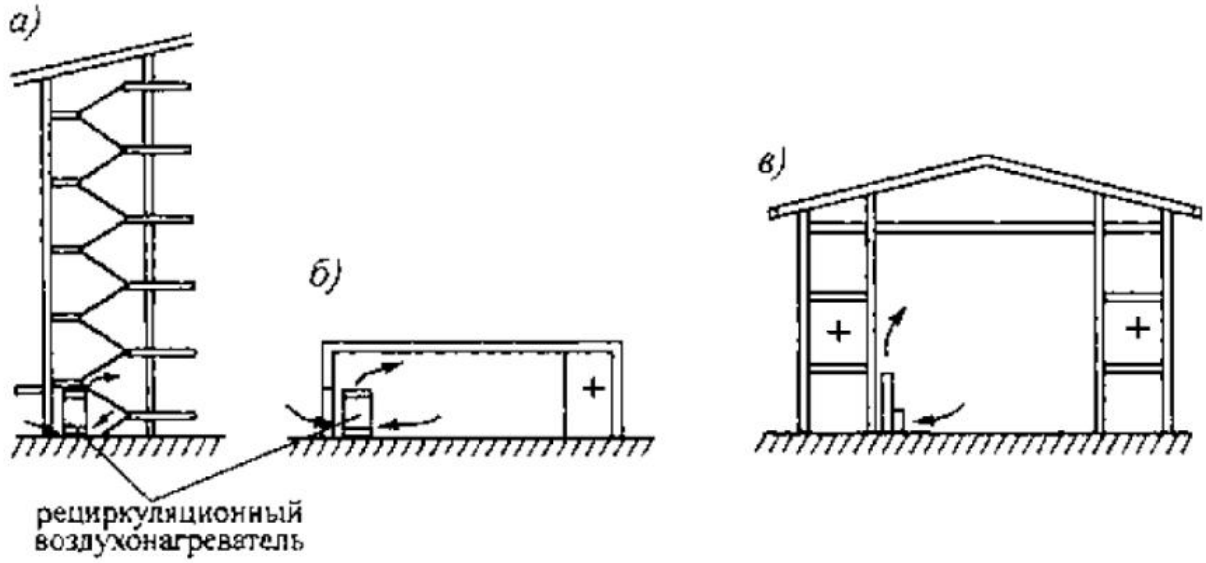

Рис. 10.8. Применение рециркуляционного воздухонагревателя для отопления: *а* - лестничной клетки в многоэтажном здании; *б* - низкого помещения; *в* - высокого помещения

В общественных и вспомогательных помещениях (в вестибюлях, холлах, торговых залах, складах и т.п.), имеющих значительную площадь при ограниченной высоте и сообщающихся с наружным воздухом, рециркуляционные воздухонагреватели устанавливают при входах (рис. 10.8, *б*). Они поддерживают равномерную температуру, вовлекая в циркуляцию и нагревая как внутренний, так и холодный наружный воздух, поступающий в помещения.

Рециркуляционные воздухонагреватели применяют также для отопления помещений, окруженных по периметру постоянно отапливаемой частью здания и охлаждающихся в основном через покрытие (рис. 10.8, *в).* К таким помещениям относятся зрительные залы театров, концертные и другие залы, а также цехи.

Рециркуляционный воздухонагреватель состоит из двух элементов - нагревателя и канала. **Нагреватель** собирают из стандартных отопительных приборов - гладких или ребристых труб, радиаторов или калориферов. При равной площади, занимаемой в помещении, тепловая мощность рециркуляционных нагревателей с калориферами получается в несколько раз больше их тепловой мощности с другими нагревателями, что объясняется значительной площадью теплоотдающей поверхности калориферов. Калориферы выбирают пластинчатого типа для уменьшения их аэродинамического сопротивления и многоходовые для увеличения скорости движения теплоносителя.

Канал высотой 1,5...3 м выполняют встроенным во внутреннюю стену (рис. 10.9, *а*), или приставным из неметаллических (рис. 10.9, *б)* и металлических (рис. 10.9, *в)* строительных материалов. Ширина канала равняется длине нагревателя, а его глубина определяется в зависимости от количества циркулирующего воздуха или ширины нагревателя (как на рис. 10.9,6).

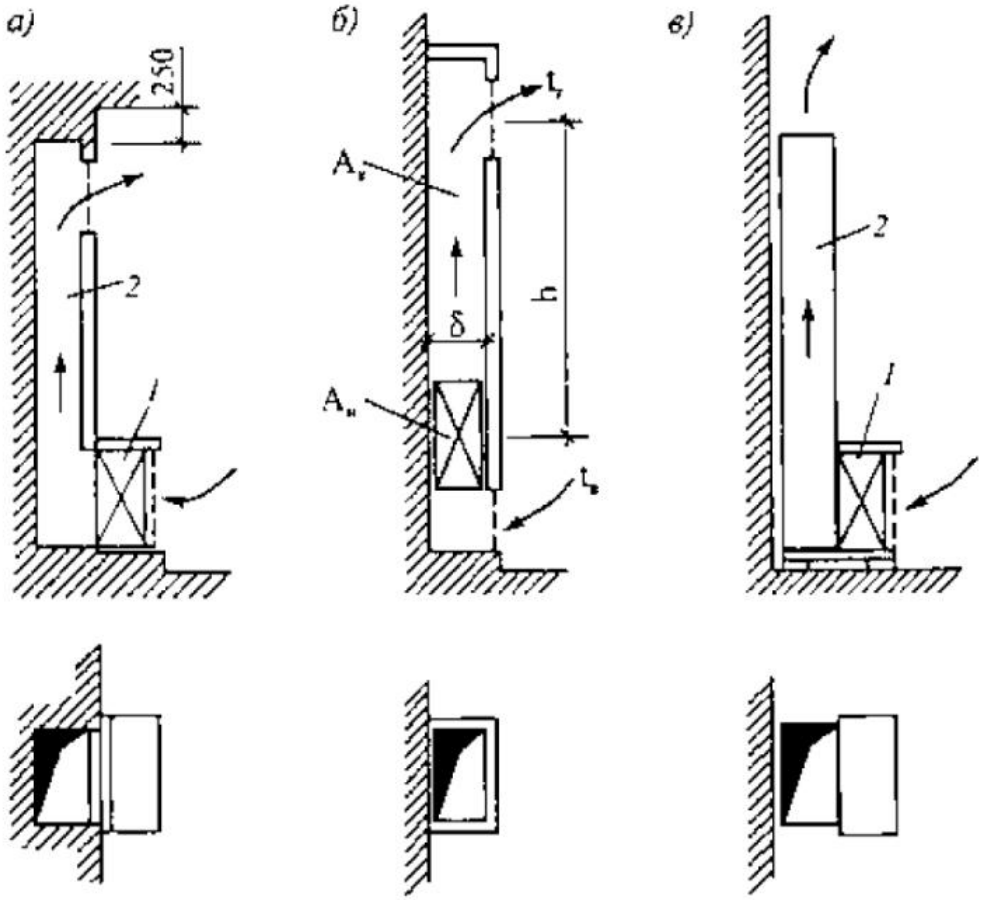

Рис. 10.9. Конструкции рециркуляционных воздухонагревателей: *а* - со встроенным каналом; *б* - приставной с каналом из строительных материалов; *в* - приставной металлический; *1* - нагреватель; *2* - канал горячего воздуха; $A_н$ - площадь нагревателя; $A_к$ - площадь поперечного сечения канала

Достоинствами рециркуляционных воздухонагревателей являются:

- - создание сильного восходящего потока нагретого воздуха, вызывающего интенсивную циркуляцию воздуха с выравниванием температуры по площади и высоте помещения;
- - простота устройства и эксплуатации, надежность действия без специального наблюдения;
- - пониженные стоимость (например, для отопления лестничной клетки в 1,5 раза по сравнению с радиаторным отоплением) и расход металла (в том же примере - почти в 2 раза) на отопительную установку;
- - количественное саморегулирование, характерное для системы отопления с естественной циркуляцией воды (см. § 8.7).

Количественное саморегулирование в данном случае заключается в изменении количества циркулирующего воздуха по мере изменения его температуры. Температура нагретого воздуха определяется температурой теплоносителя в нагревателе. Если этим теплоносителем является горячая вода, то изменение ее температуры (по графику регулирования в зависимости от температуры наружного воздуха) отражается в результате на интенсивности циркуляции воздуха в помещении. При этом по мере изменения температуры наружного воздуха усиливается теплопередача от теплоносителя к воздуху и возрастает кратность воздухообмена в помещении. Это ценное свойство улучшать прогревание помещений при низкой температуре наружного воздуха отличает рециркуляционные воздухонагреватели от отопительных установок с искусственной циркуляцией воздуха.

Наряду с этими достоинствами, при отоплении рециркуляционными воздухонагревателями возможно (если не проведены необходимые расчеты) перегревание верхней зоны и, как следствие, возрастание теплопотерь через покрытие помещения. В таком случае отмечается пониженная температура воздуха в рабочей зоне помещения.

В качестве теплоносителя для рециркуляционных воздухонагревателей в первую очередь используется высокотемпературная вода. Увеличение разности температуры греющей воды и нагреваемого воздуха дает возможность сократить площадь поверхности нагревателя.

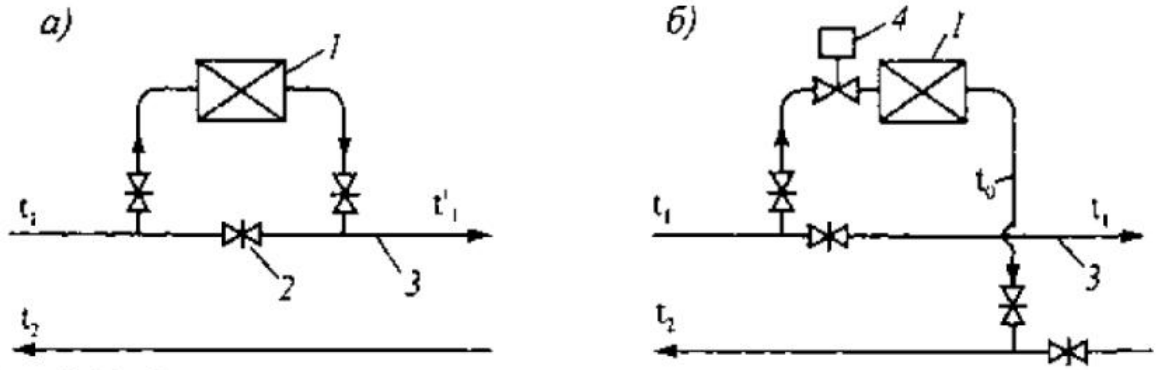

Рис. 10.10. Схемы присоединения воздухонагревателя к теплопроводам: *а* - последовательная схема; *б* - параллельная схема; *1* - воздухонагреватель; *2* - нормально закрытая задвижка на обводной трубе; *3* - подающая магистраль основной системы отопления; *4* - регулятор расхода воды

Нагреватели присоединяют к теплопроводам систем водяного отопления по различным схемам. Они могут быть присоединены как обычные отопительные приборы в пределах основной системы, но это приводит к значительному увеличению их площади вследствие уменьшения температуры теплоносителя. Поэтому, прежде всего, применяются другие схемы (рис. 10.10) соединения воздухонагревателей с системой отопления.

По **первой** из двух основных схем осуществляется последовательное соединение (предвключение) воздухонагревателя с системой водяного отопления здания (рис. 10.10, *а).* Все количество высокотемпературной воды, необходимой для отопления здания, предварительно пропускают через воздухонагреватель 1 (задвижка 2 нормально закрыта), и ее температура понижается от t_1 до t_1'. Включение воздухонагревателя перед основной системой отопления позволяет максимально увеличить в нем температурный напор и скорость движения воды, что способствует уменьшению его площади. Схему используют для присоединения постоянно действующего нерегулируемого рециркуляционного воздухонагревателя.

Температура воды, выходящей из предвключенного нагревателя

$$t_1' = t_1 - Q_{р.в} / (cG_1), \qquad (10.25)$$

где $Q_{р\,в}$ - тепловая мощность рециркуляционного воздухонагревателя; G_1 - расход высокотемпературной воды на вводе в здание и в воздухонагревателе, определяемый по формуле

$$G_1 = (Q_{р.в} + Q_c) / (c(t_1 - t_2)); \qquad (10.26)$$

Q_c - тепловая мощность основной системы водяного отопления.

По **второй** из основных схем автоматически управляемый воздухонагреватель соединяют с системой водяного отопления здания параллельно (рис. 10.10, *б).* Регулирование и полное выключение подачи воды в воздухонагреватель при этом не отражается на действии основной системы отопления, но площадь нагревателя возрастает вследствие понижения средней температуры и скорости движения воды. Расход греющей воды в таком воздухонагревателе определяется по формуле (4.3).

Теплоаэродинамический расчет рециркуляционного воздухонагревателя заключается в выборе размеров канала и площади нагревателя, достаточных для необходимой теплопередачи и создания усиленной циркуляции воздуха в помещении (не менее однократной по формуле (10.23)).

Зная тепловую нагрузку, расход и температуру греющей воды и задаваясь размерами канала, можно найти температуру и скорость движения горячего воздуха в канале.

Температура горячего воздуха $t_г$, °С, в канале глубиной b при расчетной высоте h (см. рис. 10.9, *б)* определяется по формуле

$$t_г = t_н + (0{,}9q_1 / (c\rho b))^{2/3}(\Sigma\xi / (2gh\beta))^{1/3}; \qquad (10.27)$$

скорость движения горячего воздуха $v_г$ м/с,

$$v_г = ((0{,}9q_1 / (c\rho b))(2gh\beta / \Sigma\xi))^{1/3}, \qquad (10.28)$$

где q_1 - тепловая мощность, кВт, приходящаяся на единицу длины нагревателя; β - коэффициент объемного расширения воздуха; Σξ - сумма коэффициентов местного сопротивления по пути движения воздуха в рециркуляционном воздухонагревателе.

В процессе конструирования рециркуляционного воздухонагревателя с выбором его размеров проводят аэродинамический расчет для уточнения расхода рециркулирующего воздуха.

Аэродинамический расчет основан на равенстве естественного циркуляционного давления, возникающего при нагревании воздуха, аэродинамическим потерям давления в рециркуляционном нагревателе

$$\Delta p_е = \Delta p_с. \qquad (10.29)$$

Равенство (10.29) аналогично выражению (7.5) для водяного отопления.

Естественное циркуляционное давление, создающее движение воздуха, находится в соответствии с формулой (7.4)

$$\Delta p_е = gh(\rho_в - \rho_г). \qquad (10.30)$$

Плотность воздуха в интервале температуры от 15 до 60 °С уменьшается в среднем на 0,0036 кг/м^3 при увеличении температуры на 1 °С. Принимая это значение для расчета, с учетом формулы (10.1) получим

$$\Delta p_е = 0{,}0036gh(t_г - t_в) = 0{,}0036ghQ_{р.в} / (cG_{от}), \qquad (10.31)$$

где $G_{от}$ - расход рециркуляционного нагретого воздуха, кг/с, предназначенного для отопления помещения.

Аэродинамические потери давления в рециркуляционном воздухонагревателе слагаются из потерь давления в канале и нагревателе:

$$\Delta p_c = \Delta p_к + \Delta p_н. \qquad (10.32)$$

Пренебрегая весьма малыми потерями давления, возникающими при трении о стенки канала воздуха, движущегося с низкой массовой скоростью (v_c=l...l,5 кг/(с·м^2)), найдем потери давления в канале

$$\Delta p_к \approx \xi_к \rho v_к^2 / 2 = (\xi_к / (2\rho))(G_{от} / A_к)^2, \qquad (10.33)$$

где $A_к$ - площадь поперечного сечения канала, м^2.

Потери давления в нагревателе описываются зависимостью, устанавливаемой в результате обработки экспериментальных данных

$$\Delta p_н = m(\rho v)^p = m(G_{от} / A_н)^p, \qquad (10.34)$$

где $A_н$ - площадь живого сечения нагревателя по воздуху, м^2; m, p - экспериментальные численные показатели.

Подставляя найденные выражения в равенство (10.29), получим уравнение для определения расхода рециркуляционного нагретого воздуха

$$0{,}0036 g h Q_{р.в} / (c G_{от}) = (\xi_к / (2\rho))(G_{от} / A_к)^2 + m(G_{от} / A_н)^p. \qquad (10.36)$$

Последнее уравнение легко решается при p=2, в других случаях расход подбирается. Решение уравнения (10.36) возможно также относительно высоты h, если задаться температурой горячего воздуха и этим самым предопределить его расход.

Рассмотрим примеры расчета рециркуляционных воздухонагревателей для крупного помещения с нагревателем - калорифером и для лестничных клеток с нагревателем - ребристыми трубами.

Пример 10.8. Рассчитаем предвключенный рециркуляционный воздухонагреватель для поддержания в помещении объемом 630 м^3 температуры $t_в$=18 **°С,** если тепловые мощности нагревателя 15 кВт, основной системы отопления 225 кВт, расчетная температура теплоносителя воды t_1=150 °С, t_2=70 **°С.**

Расход греющей воды в воздухонагревателе находим по формуле (10.26)

$$G_1 = (15 + 225) / (4{,}187(150 - 70)) = 0{,}72 \text{ кг/с}.$$

Температуру воды, выходящей из воздухонагревателя, вычисляем по формуле (10.25)

$$t_1' = 150 - 15 / (4{,}187 \cdot 0{,}72) = 150 - 5 = 145 \text{ °С}.$$

Следовательно, средняя температура греющей воды в воздухонагревателе равняется

$$0{,}5(150 + 145) = 147{,}5\ ^{\circ}C.$$

Задаемся температурой нагретого воздуха $t_г$=60 °С и массовой скоростью воздуха в канале $v\rho$=l,2 кг/(с·м^2). Тогда количество воздуха для отопления помещения по формуле (10.1) будет равно

$$G_{от} = 15 / (1{,}005(60 - 18)) = 0{,}36 \text{ кг/с}.$$

Кратность воздухообмена в помещении при этом с учетом формул (10.3) и (10.23) составит

$$k_п = L_п / V_п = G_{от} / (\rho_в V_п) = 0{,}36 \cdot 3600 / (1{,}213 \cdot 630) = 1{,}7,$$

т.е. является приемлемой для воздушного отопления.

Требуемая площадь поперечного сечения канала и живого сечения воздухонагревателя по воздуху при выбранной массовой скорости должна равняться

$$A_к = A_н = G_{от} / (v\rho) = 0{,}36 / 1{,}2 = 0{,}3 \text{ м}^2.$$

Выбираем по справочнику многоходовой пластинчатый калорифер типа КВС-П, имеющий необходимую площадь живого сечения по воздуху $A_н$=0,3033 м^2, а именно калорифер КВС10-П площадью нагревательной поверхности 25,08 м^2 и длиной 1155 мм. Тогда глубина канала при его ширине 1155 мм (равной длине нагревателя) составит

$$b = A_к / l = 0{,}3 / 1{,}155 = 0.26 \text{ м}.$$

Зная коэффициенты местного сопротивления при входе и выходе воздуха из канала (с поворотом потока), составляющие ξ = 0,6 + 1,3 = 1,9, найдем потери давления в канале по формуле (10.33) при средней плотности воздуха ρ=1,13 кг/м^3

$$\Delta p_к \approx \xi_к (v\rho)^2 / (2\rho) = 1{,}9 \cdot 1{,}2^2 / (2 \cdot 1{,}13) = 1{,}2 \text{ Па}.$$

Потери давления в воздухонагревателе вычислим по формуле вида (10.34), выбранной по справочнику для пластинчатого калорифера типа КВС-П

$$\Delta p_н = 2{,}16(v\rho)^{1{,}62} = 2{,}16 \cdot 1{,}2^{1{,}62} = 2{,}9 \text{ Па}.$$

Правильность выбора площади нагревательной поверхности калорифера можно проверить по формуле (3.1).

Расчетную высоту канала (вертикальное расстояние между серединами калорифера и воздуховыпускного отверстия) определим из формулы (10.31) при условии, выраженном равенствами (10.29) и (10.32)

$$\Delta p_e = \Delta p_к + \Delta p_н = 1,2 + 2,9 = 4,1 \text{ Па};$$

$$h = \Delta p_e / (0,0036g(t_г - t_в)) = 4,1 / (0,0036 \cdot 9,81(60 - 18)) = 2,8 \text{ м}.$$

Температуру нагретого воздуха проверяем по формуле (10.27) при глубине канала b=0,26 м и расчетной высоте h=2,8 м, учитывая, что тепловая мощность нагревателя приходится на 1,155 м его длины

$$t_г = 18 + (0,9 \cdot 15 / (1,005 \cdot 1,044 \cdot 0,26 \cdot 1,155))^{2/3}(6,45 \cdot 273 / (2 \cdot 9,81 \cdot 2,8))^{1/3} = 18 + 39 = 57 \text{ °C}.$$

Температура получилась достаточно близкой к первоначально принятому значению $t_г$=60 °С. Сумма коэффициентов местного сопротивления рециркуляционного воздухонагревателя при расчете принята равной

$$\sum\xi = \xi_к + \xi_н = \xi_к + 2\rho\Delta p_н / (v\rho)^2 = 1,9 + 2 \cdot 1,13 \cdot 2,9 / 1,2^2 = 1,9 + 4,55 = 6,45.$$

Скорость движения нагретого воздуха в канале по формуле (10.28)

$$v_г = (0,9 \cdot 15 \cdot 2 \cdot 9,81 \cdot 2,8 / (1,005 \cdot 1,13 \cdot 0,26 \cdot 6,45 \cdot 273 \cdot 1,155))^{1/3} = 1,1 \text{ м/с}$$

также близка к предварительно выбранной скорости. Следует отметить, что последние проверки (температуры и скорости) не являются обязательными.

Пример 10.9. Рассчитаем предвключенные рециркуляционные воздухонагреватели для отопления четырех лестничных клеток пятиэтажного жилого здания, если теплопотери здания, включая лестничные клетки, составляют 200 кВт, отдельно одной лестничной клетки 6,5 кВт, расчетная температура теплоносителя воды t_1=150 °С, t_2=70 °С, $t_в$=16 °С. Высота канала воздухонагревателя 1,5 м.

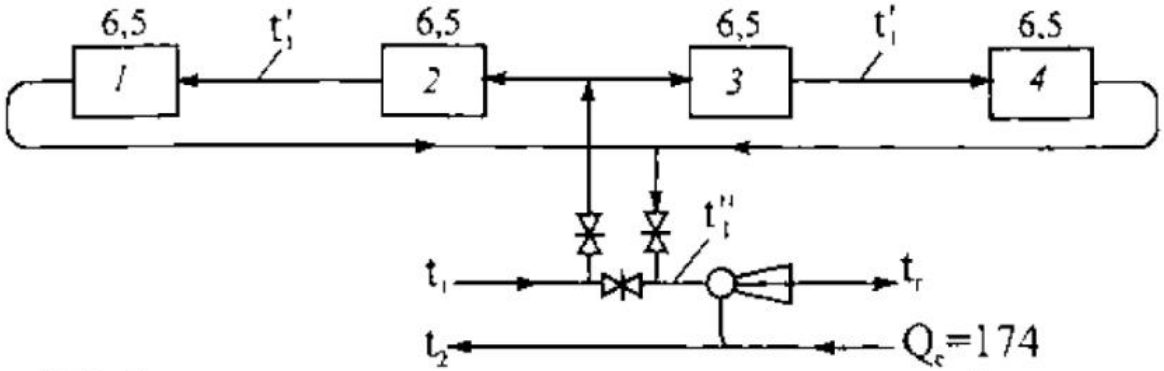

Рис. 10.11. Схема теплопроводов рециркуляционных воздухонагревателей для отопления лестничных клеток жилого здания с элеваторной системой водяного отопления (к примеру 10.9): 1 - 4 - рециркуляционные воздухонагреватели

Расход высокотемпературной воды на вводе в здание находим по формуле (10.26)

$$G_1 = 200 / (4,187(150 - 70)) = 0,6 \text{ кг/с}.$$

Выбираем попарно последовательное соединение теплопроводов воздухонагревателей по схеме, приведенной на рис. 10.11. Тогда температура воды, выходящей из воздухонагревателей 2 и 3, по формуле (10.25)

$$t_1' = 150 - 6,5 / (4,187 \cdot 0,5 \cdot 0,6) = 150 - 5,2 = 144,8 \text{ °C};$$

температура воды, выходящей из воздунагревателей *1* и *4*

$$t_1'' = 150 - 5,2 \cdot 2 = 139,6 \text{ °C}.$$

Принимаем в качестве нагревателей круглые ребристые трубы (наружный диаметр ребер 175 мм, диаметр канала для теплоносителя 70 мм) - см. рис. 4.7. Скорость движения воды в канале ребристых труб

$$w = 0,5 \cdot 0,6 \cdot 4 / (950 \cdot 3,14 \cdot 0,072) \approx 0,082 \text{ м/с}.$$

Расчет проведем для воздухонагревателей *1* и *4* при пониженной температуре греющей воды. Задаваясь скоростью движения воздуха в живом сечении ребристой трубы v=l м/с, определяем по графику в специальной литературе [37, рис. 59] коэффициент теплопередачи $k_{пр}$=10,7 Вт/(м^2·°С). Вычисляем требуемую площадь нагревательной поверхности ребристых труб

$$A = Q_{р.в} / (k_{пр} \Delta t_{ср}) = 6,5 \cdot 1000 / (10,7(142,2 - 33)) = 5,6 \text{ м}^2,$$

где $\Delta t_{ср}$ находим по формуле (4.17) при $t_{ср.ад} = 0,5(144,8 + 139,6) = 142,2$ °С и $t_{ср,В3} = 0,5(50 + 16) = 33$ °С, принимая температуру нагретого воздуха $t_г$=50 °С.

Выбираем две ребристые трубы длиной по 1,5 м для установки в два яруса общей площадью 6 м^2. Получаем площадь живого сечения нагревателя по воздуху $A_н$=0,15 м^2, воздушного канала $A_к = 0,18\text{-}1,83 = 0,33$ м^2 (ширина канала b = 0,175 + 0,005 = 0,18 м - см. рис. 10.9, б, длина 1,83 м с учетом калача).

Напишем, используя выражение (10.35), уравнение дня определения расхода циркулирующего воздуха в воздухонагревателе с ребристыми трубами

$$0,0036ghQ_{р.в} / (cG_{от}) = (\xi_к / A_к^2 + \xi_н / A_н^2)(G_{от}^2 / (2\rho)). \qquad (10.36)$$

где $\xi_н$ - коэффициент местного сопротивления нагревателя, определяемый для ребристых труб в зависимости от числа ярусов п по эмпирической формуле

$$\xi_{р.т} = 2,3n - 1,5. \qquad (10.37)$$

Подставляя в уравнение (10.36) значения $\xi_к = 1 + 1,3 - 2,3$ и $\xi_{р.т} = 2,3\text{-}2 - 1,5 = 3,1$, а также другие известные величины, найдем $G_{от}$=0,17 кг/с. Воздухообмен в лестничной клетке при этом получается близким к двухкратному.

Определим действительные значения скорости движения воздуха в живом сечении ребристой трубы

$$v = 0,17 / (1,15 \cdot 0,15) = 0,98 \text{ м/с}$$

и температуры нагретого воздуха по формуле (10.4)

$$t_г = 16 + 6,5 / (1,005 \cdot 0,17) = 16 + 38 = 54\ °C.$$

Фактическая тепловая мощность воздухонагревателей *1* и *4* при уточненном значении коэффициента теплопередачи $k_{пр}$=10,6 Вт/(м^2·°С) составит

$$Q_{р.в} = k_{пр} A \Delta t_{ср} = 10,6 \cdot 6,0(142,2 - 0,5(16 + 54)) = 6818\ Вт,$$

т.е. больше заданной на 5 %. Для воздухонагревателей 2 и 3 запас тепловой мощности увеличивается до 10 %.

§ 10.9. Центральное воздушное отопление

Центральное воздушное отопление применяет в помещениях производственных, гражданских и агропромышленных зданий при наличии центральной системы приточной вентиляции. Отопление осуществляют по трем описанным выше схемам: с полной рециркуляцией (см. рис. 10.2, *а)* с частичной рециркуляцией (рис. 10.2, *б)* и прямоточной (рис. 10.2, *в).*

Полную рециркуляцию воздуха применяют главным образом в нерабочее время для дежурного отопления или для нагревания помещений перед началом работы при прерывистом отоплении. Так поступают, если полная рециркуляция не противоречит требованиям гигиены, пожаро- и взрывобезопасности помещений. При этом используется имеющаяся центральная система приточной вентиляции, но воздух забирается не снаружи, а из отапливаемых помещений и нагревается до температуры, определяемой по формуле (10.4).

В рабочее время центральное воздушное отопление подчиняется условиям вентилирования помещений. Приточный воздух нагревается до температуры более высокой, чем температура помещений в зависимости от теплопотребности, выявленной при составлении теплового баланса этих помещений.

В системе центрального воздушного отопления используются все конструктивные элементы системы приточной вентиляции: фильтр, калориферы, электровентилятор, воздуховоды и пр. Тепловая мощность калориферов в совмещенной системе отопления и вентиляции повышается на величину тепловой мощности системы отопления. Другим отличием является установка резервного вентилятора, электродвигатель которого должен автоматически включаться при остановке основного вентилятора.

Если для крупного помещения предусмотрено несколько совмещенных систем отопления и вентиляции, то резервные вентиляторы не устанавливаются, а головные участки воздуховодов отдельных систем соединяются перемычками - перепускными воздуховодами с нормально закрытыми клапанами. Тепловая мощность таких систем подбирается в расчете на поддержание в помещении режима дежурного отопления при выходе одной из них из строя.

Нагретый воздух может подаваться в обогреваемые помещения одной или несколькими горизонтальными струями, т.е. уже известным способом **сосредоточенной подачи.** В высокие помещения (высотой $H_п$ более 8 м) воздух выпускается через воздухораспределительные устройства, размещаемые в средней зоне (0,35...0,65$H_П$) на высоте от поверхности

пола, определяемой но формуле (10.20). Предельное значение начальной температуры струи нагретого воздуха вычисляется по формуле (10.19).

Нагретый воздух может также подаваться **вертикально** сверху вниз. Начальную температуру воздуха $t_п$ °С, для обеспечения такой подачи принимают не более получаемой по формуле

$$t_т \le t_в + 6(mv_0 / (H_п - h_{р.з}))^2(A_0^{0.5} / n), \qquad (10.38)$$

где m и n - скоростной и температурный коэффициенты воздушной струи, зависящие от конструкции воздухораспределительного устройства.

В помещениях при такой подаче образуются так называемые **не настилающиеся** воздушные струи.

В случаях, когда нагретый воздух выпускается под потолком помещений ($h > 0{,}85H_П$), например, в относительно низких помещениях (при высоте $H_п$ менее 8 м), воздушные струи становятся **настилающимися.**

Настилающиеся воздушные струи получаются также при подаче нагретого воздуха снизу вдоль вертикальных наружных ограждений, особенно вдоль стекла световых проемов. Так поступают в холодных районах, если рабочие места людей расположены близ этих проемов.

Рассмотрим расчет воздушного отопления помещений в этих двух случаях: при образовании не настилающихся и настилающихся воздушных струй.

При **расчете центрального воздушного отопления с не настилающимися струями** устанавливают начальные параметры и число воздушных струй в помещении (при расчете местного отопления агрегатами исходными являются тепловая мощность, начальные температура и скорость воздуха, выпускаемого из агрегатов, см. § 10.6). Определяют диаметр, число воздухораспределителей и начальную скорость v_0 воздушных струй для обеспечения скорости движения воздуха в рабочей зоне не более нормируемой $v_{норм}$. Определяют также начальную температуру воздуха $t_г$, которая не должна превышать максимально допустимой.

Расчет начинают с вычисления предварительного значения шага b', м, размещения воздухораспределителей в помещении по формуле

$$b' = (1{,}58 / H_п)((10^6 / (lmnq(t_{р.з} - t_н)))(v_{норм} / k)^3)^2, \qquad (10.39)$$

при условии, что длина обогреваемого одной воздушной струей объема помещения 1, м, соответствует выражению (10.24).

В формуле (10.39) $t_{р\,з}$ и $t_н$ - расчетная температура, °С, соответственно рабочей зоны и наружного воздуха; q - удельная тепловая характеристика помещения, Вт/(м^3-°С); k - поправочный коэффициент (см. формулу (10.21)).

Затем устанавливают число воздухораспределителей N, исходя из длины помещения и полученного значения b' (если соблюдается условие $b' < 3H_н$).

Вычисляют площадь выходного отверстия A_0, м^2, одного воздухораспределителя по формуле

$$A_0 = bH_п(v_{норм} / (v_0k))^2, \qquad (10.40)$$

где v_0 - начальная скорость воздушной струи, м/с, выбираемая с учетом акустических требований, предъявляемых к помещению.

В формулу (10.40) подставляют уточненный размер b в зависимости от выбранного числа воздухораспределителей.

Наконец, определяют начальную температуру подаваемого воздуха по формуле

$$t_г = t_{р.з} + 1{,}25Q_п / (cpA_0v_0N), \qquad (10.41)$$

где $Q_п$ - теплопотребность, Вт, для поддержания в помещении расчетной температуры рабочей зоны $t_{р.з}$; сир- соответственно теплоемкость, Дж/(кг°С), и плотность, кг/м^3, воздуха (при расчетах принимают ср=1200 Дж/ (м3-°С)).

Пример 10.10. Рассчитаем систему центрального воздушного отопления с сосредоточенной подачей воздуха через цилиндрические трубы (m=6,8; n=4,8) по условиям примера 10.6, если удельная тепловая характеристика цеха 0,54 Вт/(м^3·°С) при $t_н$=-20 °С.

Найдем предварительное значение шага размещения воздухораспределителей по формуле (10.39) при длине зоны обслуживания струи равной ширине цеха (1=20 м), т.е. при установке воздухораспределителей в один ряд вдоль продольной стены цеха

$$b' = (1{,}58 / 9)((10^6 / (20 \cdot 6{,}8 \cdot 4{,}8 \cdot 0{,}54(15 - (-20))))(0{,}5 / 1{,}05)^3)^2 = 13{,}4 \text{ м}.$$

Принимая к установке четыре воздухораспределителя с шагом b = 50 / 4 = 12,5 м (< $3H_п$ = 3-9 = 21 м), определим площадь выходного отверстия одного воздухораспределителя по формуле (10.40)

$$A_0 = 12{,}5 \cdot 9(0{,}5 / (12 \cdot 1{,}05))2 = 0{,}18 \text{ м}^2,$$

где начальная скорость воздушной струи принята равной 12 м/с.

Отсюда диаметр цилиндрической трубы каждого воздухораспределителя d=0,48≈0,5 м. Принятая дальнобойность воздушной струи (20 м) меньше предельной по формуле (10.24)

$$l = 0{,}7 \cdot 6{,}8(12{,}5 \cdot 9)0{,}5 = 50 \text{ м}.$$

Начальная температура подаваемого в цех воздуха по формуле (10.41)

$$t_г = 15 + 1{,}25 \cdot 170 \cdot 103 / (1200 \cdot 0{,}18 \cdot 12 \cdot 4) = 15 + 20{,}5 = 35{,}5 \text{ °С}$$

меньше предельно допустимой (36,6 °С), полученной по формуле (10.19).

Кратность воздухообмена в цехе по формуле (10.23)

$$k_п = 0,18 \cdot 12 \cdot 4 \cdot 3600 / (50 \cdot 20 \cdot 9) = 3,5$$

приемлема для воздушного отопления.

Рассмотренный способ распределения нагретого приточного воздуха не настилающимися струями распространен в производственных и коммунальных (гаражи, прачечные) зданиях.

В сравнительно низких помещениях общественных и административно-бытовых зданий чаще встречается подача воздуха вдоль ограждений, при которой получаются настилающиеся струи. При выпуске в таких условиях нагретого воздуха из щелевидного отверстия воздухораспределителя образуется плоская неизотермическая струя, настилающаяся на поверхность наружного ограждения - стены, потолка или стекла светового проема.

Связанное с этим повышение температуры внутренней поверхности наружного ограждения благоприятно сказывается на самочувствии людей, хотя и вызывает увеличение наружных теплопотерь.

Геометрическая характеристика **плоской воздушной струи** H, м, определяется по формуле

$$H = 9,6(mv_0)^{4/3} b_0^{1/3} (n(t_г - t_в))^{-2/3}, \qquad (10.42)$$

где b_0 - ширина воздуховыпускного отверстия, м. Остальные обозначения приведены к формуле (10.8).

Из формулы (10.42) можно установить, что между геометрической характеристикой плоской нагретой струи и числом Архимеда существует определенная связь: характеристика H пропорциональна

$$m^{4/3} b_0 / (nAr)^{2/3}.$$

При подаче воздуха из открытого щелевидного отверстия или из отверстия с параллельными направляющими лопатками коэффициенты тип в формуле (10.42) для плоской воздушной струи равны: m=3,5 и n=2,8. Тогда геометрическая характеристика плоской воздушной струи приобретает вид

$$H = 25,7 v_0^{4/3} b_0^{1/3} / (t_0 - t_в)^{2/3}. \qquad (10.42, а)$$

Расчет плоской настилающейся струи заключается в проверке допустимости начальных и конечных параметров воздуха. Обычно определяется начальная скорость движения воздуха и температура воздуха в струе на расчетном расстоянии x от места ее выпуска (например, в точке входа струи в рабочую зону). Начальная скорость движения плоской воздушной струи v_0, м/с, при условии, что $x \le 61_0$ (1_0 - длина отверстия щелевого воздухораспределителя), находят по формуле

$$v_0 = (v_x / (3,5k_c))(x / b_0)^{0,5}, \qquad (10.43)$$

где v_x - скорость движения воздуха в расчетной точке помещения, м/с; k_c - поправочный коэффициент учета стеснения струи, зависящий от соотношения между расчетным расстоянием x и высотой помещения $H_п$; $k_c=1$ при $x<H_п$; $k_c<1$ при $x>H_п$ (см. рис. 10.13).

Объемное количество воздуха l_1, $м^3/с$, подаваемого из отверстия длиной 1 м щелевого воздухораспределителя, при известных ширине щели b_0 и начальной скорости v_0 составляет

$$L_1 = b_0 v_0. \qquad (10.44)$$

Длина одного воздухораспределителя l_0 и число воздухораспределителей в помещении определяются количеством подаваемого нагретого воздуха $l_{от}$ и необходимостью выполнить условие $x \le 61_0$.

В помещении возможно ограничение скорости выпуска воздуха из приточного отверстия по акустическим условиям, тогда ширина и длина щели могут увеличиваться.

Максимальная температура воздуха t_x, °С, в плоской настилающейся струе на расчетном расстоянии x от места ее выпуска рассчитывается по формуле

$$t_x = t_в + 2{,}8(t_г - t_в)(b_0 / x)^{0{,}5}. \qquad (10.45)$$

В зоне прямого воздействия приточной струи допустимо отклонение температуры в струе от нормируемой для жилых, общественных и административно-бытовых помещений на 3 °С, для производственных помещений на 5 °С.

Пример 10.11. Рассчитаем подачу воздуха в объеме $L_{от}=0{,}27$ $м^3/с$, нагретого до 35 °С, через плоский воздухораспределитель с щелью шириной $b_0=0{,}03$ м, располагаемый под потолком общественного помещения (рис. 10.12, *а)* высотой $H_п=3{,}5$ м, для обеспечения на расстоянии x=8 м от места выпуска струи (6 м по горизонтали и 2 м по вертикали) скорости движения $v_x=0{,}5$ м/с и температуры $t_x = t_в + 3 = =18 + 3=21$ °С.

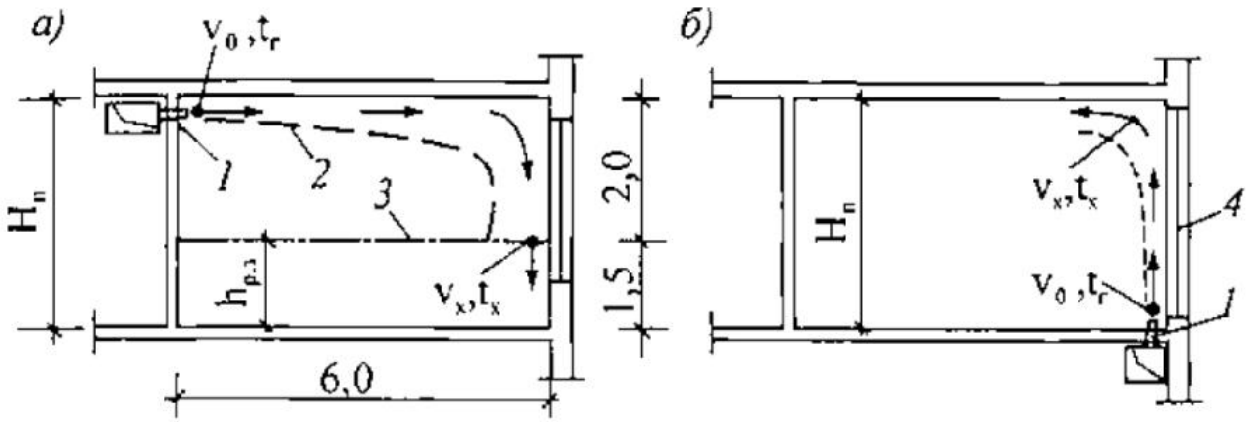

Рис. 10.12. Центральное воздушное отопление помещения : *а* - с подачей нагретого воздуха через подпотолочный щелевой воздухораспределитель (к примеру 10.11); *б* - то же через напольный (к примеру 10.12); *1* - воздухораспределитель; *2* - граница настилающейся воздушной струи; *3* - граница рабочей зоны; *4* - наружное ограждение

Начальную скорость плоской настилающейся воздушной струи определяем по формуле (10.43)

$$v_0 = (0{,}5 / (3{,}5 \cdot 0{,}77))(8 / 0{,}03)^{0{,}5} = 3 \text{ м/с},$$

так как при x / $H_п$ = 8 / 3,5 = 2,3 k_c=0,77 (по специальной литературе).

Значение геометрической характеристики плоской воздушной струи по формуле (10.42, а) составит

$$H = 25,7 \cdot 3^{4/3} \cdot 0,03^{1/3} / (35 - 18)^{2/3} = 5,2 \text{ м}.$$

Объемное количество воздуха, подаваемого из отверстия длиной 1 м щелевого воздухораспределителя, находим по уравнению (10.44)

$$L_1 = 0,03 \cdot 3 = 0,09 \text{ м}^3/\text{с}.$$

Общая длина воздуховыпускной цели составит

$$l = L_{от} / L_1 = 0,27 / 0,09 = 3 \text{ м}.$$

Для обеспечения условия $x \leq 6l_0$ принимаем к установке два щелевых воздухораспределителя длиной по l_0=1,5 м.

Проверяем температуру в воздушной струе на расстоянии x=8 м от щели по формуле (10.45)

$$t_x = 18 + 2,8(35 - 18)(0,03 / 8)^{0,5} = 18 + 2,9 = 20,9 < 21 \text{ °C}.$$

В системе центрального воздушного отопления нагретая струя, выпускаемая из сравнительно узкой щели, характеризуется числом Ar<0,001, т.е. относится к категории слабо неизотермических струй. На основном участке такой струи интенсивно падает скорость движения воздуха и относительно медленно снижается температура.

Температура воздуха понижается более заметно при движении нагретой струи вдоль наружного ограждения, особенно вдоль стекла светового проема. Понижение температуры воздушной струи ускоряется вследствие интенсификации конвективного теплообмена на внутренней поверхности ограждения. Это дополнительное понижение температуры в изложенном выше методе расчета нагретой плоской настилающейся струи во внимание не принималось.

Однако при усилении теплообмена на внутренней поверхности повышается ее температура и увеличиваются теплопотери через наружное ограждение. Для возмещения дополнительных теплопотерь следует соответственно повысить начальную температуру воздушной струи.

В случае подачи нагретого воздуха плоской настилающейся струей снизу вверх значение коэффициента конвективного теплообмена $\alpha_к$, Вт/(м^2·°С), между струей и внутренней поверхностью, среднее по высоте ограждения $H_п$ (при $H_п > 14,5b_0$), может быть найдено при температуре окружающего воздуха около 20 °С по формуле

$$\alpha_к = (50 / H_п^{0,6})(b_0 v_0^2)^{0,4}. \qquad (10.46)$$

При известном коэффициенте $\alpha_к$ можно уточнить теплопотери через наружное ограждение и начальную температуру воздушной струи.

В этом же случае нагретая воздушная струя не только возмещает теплопотери помещения, но и защищает рабочую зону от ниспадающего потока воздуха, охлаждающегося у наружного ограждения. Струя должна лишь оставаться настилающейся по всей высоте помещения $H_п$ (см. рис. 10.12,6).

Для выполнения этого условия начальная скорость нагретой струи, выпускаемой из щели в полу шириной b_0, должна удовлетворять соотношению, полученному в результате исследований

$$v_0^2 = (0,72 / (10^3 b_0))(t_в - \tau_в)^{0,91} H_п^{1,73}, \qquad (10.47)$$

где $(t_В - \tau_в)$ - разность температуры при $t_В$ - 20 °С и температуре внутренней поверхности наружного ограждения $\tau_в$, вычисленной для обычных условий естественной конвекции.

Пример 10.12. Найдем начальную скорость нагретой воздушной струи, выпускаемой из щели в полу шириной b_0=0,01 м, препятствующей образованию ниспадающего потока воздуха у двойного стеклянного витража высотой 5 м, если температура воздуха $t_в$ = 18 °С, внутренней поверхности стекла 3,4 **°С** (см. рис. 10.12,6).

Начальную скорость движения воздушной струи при $t_s - \tau_в$ = 18 - 3,4 = 14,6 °С определяем из уравнения (10.47):

$$v_0^2 = (0,72 / (10^3 \cdot 0,01))14,6^{0.91} \cdot 5^{1,73};$$

$$v_0 = (13,5)^{0.5} = 3,7 \text{ м/с}.$$

Среднее значение коэффициента конвективного теплообмена на поверхности внутреннего стекла витража по формуле (10.46) составит

$$\alpha_к = (50 / 5^{0.6})(0,01 \cdot 13,5)^{0,4} = 8,6 \text{ Вт/(м}^2 \cdot °\text{С)}.$$

Для данного примера коэффициент конвективного теплообмена получился приблизительно в 2 раза большим, чем при естественной конвекции. При этом коэффициент теплообмена в на внутренней поверхности ограждения повышается в 1,5 раза, и возрастает тепловой поток наружу. В рассмотренном случае тепловой поток через двойной витраж увеличивается на 13,3 %. Очевидно, что должна быть соответственно повышена и начальная температура воздушной струи.

§ 10.10. Особенности расчета воздуховодов центрального воздушного отопления

Аэродинамический расчет воздуховодов, расчет и подбор оборудования рассматриваются в дисциплине "Вентиляция". Здесь остановимся лишь на особенностях теплоаэродинамического расчета воздуховодов, предназначенных для подачи нагретого воздуха в отапливаемые помещения.

В системах центрального воздушного отопления в отличие от систем центральной приточной вентиляции перемещается воздух меньшей и переменной плотности по сравнению с плотностью воздуха, окружающего воздуховоды. В связи с этим можно отметить две особенности действия систем центрального воздушного отопления: нагретый воздух за-

метно охлаждается по пути его движения и количество воздуха, поступающего в помещения, изменяется в течение отопительного сезона, особенно при естественном движении.

В вентиляторных системах воздушного отопления ограниченной длины и высоты эти два фактора обычно во внимание не принимаются. В разветвленных протяженных системах воздушного отопления крупных зданий, особенно высоких, необходимо ограничивать как охлаждение воздуха в воздуховодах, так и перераспределение воздуха, поступающего в помещения, под влиянием изменяющегося естественного циркуляционного давления.

Для ограничения и учета охлаждения воздуха выполняют тепловой расчет воздуховодов, устанавливают начальную температуру воздуха и уточняют его расчетный расход.

Для ограничения отклонения расхода нагретого воздуха от расчетного, т.е. для повышения тепловой устойчивости систем отопления, проверяют аэродинамический режим работы сети воздуховодов. При необходимости увеличивают потери давления в концевых ответвлениях сети. Помимо уменьшения диаметра ответвлений, на них устанавливают диафрагмы, а также увеличивают коэффициент местного сопротивления (КМС) воздухораспределительных клапанов. При этом имеют в виду, что при потере давления в клапане, равной всего 20 Па, повышение или понижение температуры наружного воздуха на 20 °С (от 0 °С) значительно отражается на пропускной способности клапанов. По экспериментальным данным в 10-этажном здании с естественной вентиляцией такое изменение температуры наружного воздуха вызывает изменение расхода воздуха в клапанах на 40 %. Дня того, чтобы сократить это изменение в тех же условиях до допустимых 7 % применяют клапаны с повышенным аэродинамическим сопротивлением, рассчитанные на потери давления, равные 160 Па.

1, Тепловой расчет воздуховодов

Тепловой поток через стенки воздуховода длиной 1 представим как

$$Q_{охл} = q_1 l, \qquad (10.48)$$

где q_1 - тепловой поток через стенки воздуховода длиной 1 м, определяемый по формуле

$$q_1 = kA_1(t_{ср} - t_в) = (t_{ср} - t_в) / R_1; \qquad (10.49)$$

R_1 - сопротивление теплопередаче от нагретого воздуха, имеющего среднюю температуру $t_{ср}$, через площадь A_1 стенок воздуховода длиной 1 м в помещение при температуре $t_в$.

Сопротивление теплопередаче находят с учетом дополнений, которые изложены в главе 11. Дополнения относятся к условиям теплопередачи через 1 м воздуховода, у которого внешняя поверхность может быть значительно больше внутренней и отделяется от последней промежуточными слоями. Величины, слагающие R_1, вычисляют по формулам (11.33)-(11.37).

Тепловой поток через стенки воздуховода при установившемся состоянии соответствует степени охлаждения потока нагретого воздуха, перемещающегося по воздуховоду. Поэтому можно написать уравнение теплового баланса, выражая q_1 в кДж/ч:

$$q_1 l = G_{отс}(t_{нач} - t_г), \qquad (10.50)$$

где $G_{от}$ - количество воздуха для отопления помещения, кг/ч; $t_{нач}$ и $t_г$ - температура нагретого воздуха соответственно в начале воздуховода и выпускаемого в помещение, °С; с - удельная теплоемкость воздуха, кДж/(кг°С).

Уравнение теплового баланса (10.50) дает возможность установить начальную температуру воздуха в воздуховоде по заданной конечной или, наоборот, уточнить температуру воздуха, выпускаемого в помещение, и, при необходимости, расход воздуха.

Температура нагретого воздуха в начале воздуховода на основании формулы (10.4) равна

$$t_{нач} = t_в + ((Q_п + (1 - \eta)Q_{охл}) / Q_п)(t_г - t_в), \qquad (10.51)$$

где η - доля от $Q_{охл}$, поступающая в отапливаемое помещение ($Q_{охл}$ в первом приближении можно определять по формулам (10.48) и (10.49), подставляя известную температуру $t_г$ вместо температуры $t_{ср}$).

Уточненный расход горячего воздуха в воздуховоде, кг/ч, с учетом формулы (10.1) составит

$$G_{от} = (Q_п + (1 - \eta)Q_{охл}) / (c(t_{ср} - t_в)). \qquad (10.52)$$

Пример 10.13. Найдем начальную температуру воздуха в воздуховоде (R_l=0,23 м·°С/Вт) длиной 10м, проложенном вне отапливаемого помещения, в которое для возмещения теплопотерь, равных 6 кВт при $t_в$

Температуру воздуха для отопления помещения определяем по формуле (10.4)

$$t_г = 16 + 6 \cdot 3600 / (1{,}0 \cdot 1{,}076 \cdot 600) = 16 + 33{,}5 = 49{,}5\ °С.$$

Ориентировочный тепловой поток через стенки воздуховода длиной 1 м по формуле (10.49), принимая tср = tг, составит

$$q_l' = (49{,}5 - 16) / 0{,}23 = 146\ Вт/м.$$

Предварительную температуру воздуха в начале воздуховода находим по формуле (10.51) при η=0

$$t'_{нач} = 16 + ((6 \cdot 10^3 + 146 \cdot 10) / (6 \cdot 10^3))(49{,}5 - 16) = 16 + 41{,}7 = 57{,}7\ °С.$$

Уточненный тепловой поток через стенки воздуховода определяем по формуле (10.48) при tср = 0,5(57,7 + 49,5) = 53,6 °С

$$Q_{охл} = 10(53{,}6 - 16) / 0{,}23 = 1635\ Вт.$$

Окончательная температура воздуха в начале воздуховода будет равна

$$t_{нач} = 16 + ((6 \cdot 10^3 + 1635) / (6 \cdot 10^3))(49{,}5 - 16) = 16 + 42{,}6 = 58{,}6\ °С.$$

Таким образом, получено, что горячий воздух в воздуховоде длиной 10 м при малом сопротивлении теплопередаче его стенки охлаждается почти на 10 °С. Для уменьшения охлаждения теплоносителя воздуха, если теплопотери через стенки не используются для отопления, воздуховод вне отапливаемого помещения нужно покрывать тепловой изоляцией.

2. *Аэродинамический режим работы сети воздуховодов*

В течение отопительного сезона в воздуховодах прямоточной механической системы центрального воздушного отопления и в помещениях отапливаемого ею здания непрерывно колеблется давление под влиянием изменения температуры наружного и горячего воздуха, скорости и направления ветра, индивидуального регулирования воздухообмена. При этом возможно нарушение расчетного распределения горячего воздуха по помещениям, т.е. аэродинамическое разрегулирование, приводящее, в свою очередь, к тепловому разрегулированию системы отопления.

Для сохранения теплового режима помещений с допустимой степенью отклонения от расчетных условий, фактическое количество горячего воздуха $G_ф$, поступающего в каждое помещение, может быть больше, но должно быть достаточно близким к расчетному количеству воздуха $G_{от}$.

Это условие может быть выполнено путем ограничения изменения избыточного давления в воздуховодах. Напишем аэродинамическую зависимость между давлением в воздуховоде и количеством воздуха при его механическом перемещении в виде

$$(p + \Delta p) / p = (G_ф / G_{от})^2, \qquad (10.53)$$

где p - избыточное давление в воздуховоде по отношению к давлению в помещении, создаваемое вентилятором для подачи воздуха в количестве $G_{ОТ}$; Δp - дополнительное избыточное давление в воздуховоде, возникающее под влиянием перечисленных выше факторов и вызывающее увеличение расхода воздуха до $G_ф$.

Отношение фактического расхода воздуха $G_ф$ к расчетному $G_{от}$ является показателем аэродинамического разрегулирования системы центрального воздушного отопления. Обозначив его k_p, перепишем уравнение (10.53), решив его относительно избыточного давления, создаваемого вентилятором,

$$p = \Delta p / (k_p^2 - 1). \qquad (10.54)$$

Показатель разрегулирования $k_p = G_ф / G_{от}$ в последней формуле выражает отклонение фактического расхода воздуха от расчетного под влиянием величины A_p при определенном давлении вентилятора. Очевидно, что $k_p>1$, и чем больше он отливается от единицы, тем значительнее будет аэродинамическое, а с ним и тепловое разрегулирование системы центрального воздушного отопления. Наоборот, чем ближе будет значение k_p к единице, тем более постоянным станет аэродинамический режим работы системы воздуховодов и воздухораспределение. Вместе с этим, будет уменьшаться отклонение температуры воздуха в помещениях от расчетной. Для выражения показателя разрегулирования через температуру используем формулу (10.1), написав ее в виде, отвечающем тепловому балансу в помещении при подаче горячего воздуха в количестве $g_ф$

$$G_ф = \Sigma(kA)((t_в + \Delta t_в) - t_н) / (c(t_г - (t_в + \Delta t_в))), \qquad (10.55)$$

где $\Delta t_в$ - повышение температуры воздуха в помещении при увеличении расхода воздуха от $G_{от}$ до $G_ф$.

Придав аналогичный вид формуле для вычисления расчетного расхода воздуха $G_{от}$, после преобразования получим

$$k_р = G_ф / G_{от} = (((t_в - t_н) + \Delta t_в) / (t_в - t_н))((t_г - t_н) / ((t_г - t_в) - \Delta t_в)). \quad (10.56)$$

Из последней формулы видно, что показатель разрегулирования может быть распространен на всю систему центрального воздушного отопления здания в конкретных климатических условиях, если ограничить повышение температуры воздуха против расчетной в помещениях, заведомо наиболее неблагоприятных в отношении разрегулирования воздушно-теплового режима. Это обеспечит воздушно-тепловой режим с меньшим отклонением от расчетного во всех остальных помещениях здания.

В системе центрального воздушного отопления многоэтажного здания такими неблагоприятными помещениями являются помещения верхнего этажа. Именно в эти помещения под влиянием дополнительного избыточного давления в воздуховодах поступает относительно большее количество горячего воздуха по сравнению с расчетным, чем в другие, ниже расположенные помещения.

Дополнительное избыточное давление в воздуховодах определяется главным образом климатическими особенностями местности и высотой здания. Максимальное дополнительное избыточное давление в вертикальных воздуховодах для помещений верхнего этажа можно считать (с достаточной для данного расчета точностью) равным разности аэростатического давления снаружи здания высотой $H_{зд}$, м, и внутри воздуховодов в расчетных условиях, т.е.

$$\Delta p = H_{зд}(\gamma_н - \gamma_г), \quad (10.57)$$

где $\gamma_н$ и $\gamma_г$ - удельный вес воздуха, Н/м^3, соответственно при температуре наружного и горячего воздуха.

Пример 10.14. Найдем избыточное давление, которое следует поддерживать вентилятором в вертикальных воздуховодах системы центрального воздушного отопления для подачи воздуха, нагретого до температуры 40 °С, в помещения здания высотой 25 м, если при $t_Н$=-15 °С допускается увеличение $t_В$=20 °С в помещениях верхнего этажа на 2 °С.

Показатель разрегулирования системы воздушного отопления устанавливаем по формуле (10.56)

$$k_р = ((20 - (-15) + 2) / (20 - (-15)))((40 - 20) / (40 - 20 - 2)) = 1,175.$$

Значение $k_р$=l,175 показывает, что для выполнения заданных условий количество горячего воздуха, поступающего в помещения верхнего этажа здания, не должно увеличиваться более чем на 17,5 % расчетного.

Дополнительное избыточное давление в вертикальных воздуховодах для этих помещений вычисляем по формуле (10.57)

$$\Delta p = 25(13{,}42 - 11{,}065) = 58{,}9 \text{ Па}.$$

Избыточное давление в этих воздуховодах, создаваемое вентилятором, определяем по формуле (10.54)

$$p = 58{,}9 / (1{,}175^2 - 1) = 155 \text{ Па}.$$

Следовательно, в заданных условиях требуется создание аэродинамического режима в вертикальных воздуховодах системы воздушного отопления, который характеризуется изменением избыточного давления в этих воздуховодах в течение отопительного сезона в пределах от 155 до (155 + 58,9) = 213,9 Па.

Поддержание значительного избыточного давления возможно при использовании достаточно плотных воздуховодов (например, из листовой стали), а также воздухораспределительных клапанов повышенного аэродинамического сопротивления с шумоглушителями, что отражается на стоимости системы воздушного отопления. Кроме того, при эксплуатации такой системы возрастает расход электрической энергии для создания повышенного давления в воздуховодах. Поэтому наряду с расчетами аэродинамического и теплового режимов, проводятся экономические расчеты, учитывающие как положительные, так и отрицательные показатели конкретной системы центрального воздушного отопления.

§ 10.11. Смесительные воздушно-тепловые завесы

При движении людей или транспорта через входные двери и ворота, материалов через открытые технологические проемы в здание поступает холодный наружный воздух. Частое открывание дверей и ворот приводит к чрезмерному охлаждению прилегающих к ним помещений, если не осуществляются мероприятия по ограничению количества и нагреванию проникающего наружного воздуха. Одним из таких мероприятий является создание воздушной или воздушно-тепловой завесы в открытом проеме входа.

В воротах, открытых технологических проемах производственных зданий создаются высокоскоростные (скорость выпуска воздуха до 25 м/с) **воздушные завесы шиберующего типа**, выполняющие роль шибера, ограничивающего и даже предотвращающего врывание холодного воздуха. Такие воздушные завесы рассматриваются в дисциплине "Вентиляция".

Во входах общественных и административно-бытовых зданий устраивают низкоскоростные (скорость выпуска воздуха не более 8 м/с) **воздушно-тепловые завесы смесительного типа**, рассчитанные на нагревание холодного воздуха, проникающего снаружи. Ограничение поступления наружного воздуха достигают, изменяя конструкцию входа, в результате чего повышается сопротивление воздухопроницанию.

Воздушно-тепловые завесы смесительного типа применяют в холодных районах страны, где расчетная температура наружного воздуха для проектирования отопления ниже -15 °С, при значительном числе проходящих людей [1]. Так, например, воздушно-тепловые завесы предусматривают у входных дверей при расчетной температуре от -26 до -40 °С, если через двери проходят в течение 1 ч 250 человек и более, или у входов в предприятия общественного питания, имеющие не менее 100 посадочных мест в залах. Завесы предусматривают также у наружных дверей зданий, если к вестибюлю примыкают помещения без тамбура, оборудованные системами кондиционирования воздуха, или помещения с мокрым режимом.

Воздушно-тепловая завеса создается рециркуляционной установкой местного (см. схему на рис. 10.1, *а)* или центрального (рис. 10.2, *а)* воздушного отопления. Внутренний воздух забирается обычно из вестибюля в верхней зоне и подогревается до температуры не выше 50 °С, так как он непосредственно воздействует на проходящих людей.

На рис. 10.13 на разрезе по подвальному и первому этажам здания показана примерная конструкция канальной системы воздушно-тепловой завесы. Внутренний воздух через отверстие 1 и канал 2 попадает в приемную камеру 3 с внутренней звукопоглощающей облицовкой. После нагревания в калорифере 4 воздух радиальным вентилятором 5 по воздуховоду 6 направляется в воздухораспределительную камеру 7 также со звукопоглощающей облицовкой. Из камеры воздух выпускается в нижнюю зону (до 1,5 м от поверхности пола) тамбура 9 сбоку от входных дверей. Воздуховыпускные решетки 8 конструируют так, чтобы нагретый воздух для лучшего перемешивания с холодным подавался параллельно полу по направлению к наружной двери.

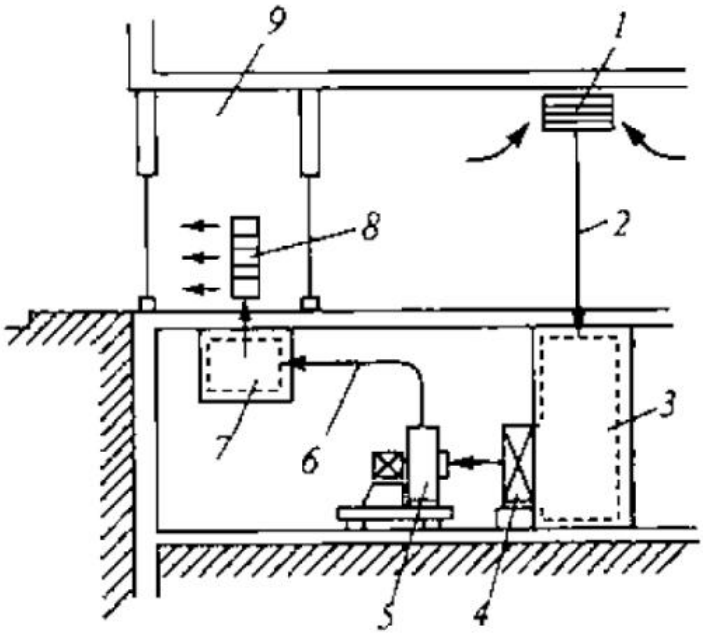

Рис. 10.13. Смесительная воздушно-тепловая завеса у наружного входа в здание с двойными дверями, разделенными тамбуром: *1* - воздухозаборное отверстие; *2* - канал; *3* - приемная камера; *4* - калорифер; *5* -радиальный вентилятор; *6* - воздуховод; *7* - воздухораспределительная камера; *8* - воздуховыпускные решетки; *9* - тамбур

Нагретый воздух иногда выпускается у внутренних дверей тамбура со стороны вестибюля. При таком способе его подачи устраняется усиленное движение воздуха через внутренние двери тамбура, однако, увеличивается зона пониженной температуры в вестибюле.

Количество воздуха G_3, кг/ч, нагретого до температуры $t_г$ для создания воздушно-тепловой завесы, определяют по формуле

$$G_з = Q_{вх} / (c(t_г - t_в)), \qquad (10.58)$$

где $Q_{вх}$ - теплозатраты на нагревание наружного воздуха, проникающего через вход:

$$Q_{вх} = G_{вх}c(t_в - t_н). \qquad (10.59)$$

Подставляя выражение (10.59) в формулу (10.58), получим

$$G_з = G_{вх}((t_в - t_н) / (t_т - t_в)), \qquad (10.58, а)$$

где $G_{вх}$ - количество холодного наружного воздуха, поступающего в здание через вход, кг/ч.

Количество холодного воздуха, проникающего в здание, зависит от разности давления воздуха снаружи и внутри и от сопротивления воздухо-проницанию ограждающей конструкции, в данном случае, сопротивления конструкции входа.

Разность аэростатического давления на наружной поверхности ограждения и внутри помещения возникает, как известно, под совместным действием сил гравитации и ветра. Кроме того, на аэростатическое давление внутри помещения может влиять воздушный дебаланс, возникающий при действии вентиляции.

При низкой температуре наружного воздуха скорость ветра, как правило, понижается. По многолетним наблюдениям в средней полосе России при температуре от -15 до -21 °С скорость ветра в городах даже на высоте 50.. .75 м от земли не превышает 3,9.. .4,5 м/с, а при температуре от -21 до-30 °С-3,4...4 м/с.

В этих условиях, расчетных для отопления, разность давления, создаваемая ветром во входах, сравнительно невелика даже на наветренной стороне зданий. С некоторым приближением для зданий высотой до 50 м ее можно выразить через гравитационную разность давления, возникающую по высоте всего лишь одного этажа. Тогда расчетная разность давления $\Delta p_{вх}$, Па, на уровне середины высоты входных дверей при сбалансированном действии вентиляции в здании составит

$$\Delta p_{вх} = 0{,}5(H_{зд} + 2h_{эт} - h_{дв})(\gamma_н - \gamma_в), \qquad (10.60)$$

где $H_{зд}$ - высота здания от поверхности земли до верха лестничной клетки, м; $h_{эт}$ -полная высота одного этажа, м; $h_{дв}$ - высота створки входных дверей, м; $\gamma_н$ и $\gamma_в$ -удельный вес воздуха, Н/м^3, соответственно при расчетной температуре наружного и внутреннего воздуха.

Под влиянием этой разности давления во входе при открывании дверей устанавливается поток холодного воздуха, скорость которого зависит от сопротивления воздухопроницанию конструкции входа. Если, пренебрегая трением воздуха о стенки входа, считать сопротивление конструкции входа пропорциональным коэффициенту местного сопротивления $\xi_{вх}$, то потери давления во входе

$$\Delta p_{вх} = (1 + \xi_{вх})\rho_н v_{вх}^2 / 2 = (1 + \xi_{вх})j_{вх}^2 / (2\rho_н), \qquad (10.61)$$

где v_{bx} - средняя скорость движения холодного воздуха в открытом проеме наружной входной двери, м/с; $\xi_{вх}$ - коэффициент местного сопротивления конструкции входа, вычисленный при проведении экспериментов по потерям статического давления во входе, отнесенным к динамическому давлению при v_{bx}; $j_{вх}$ - удельный поток холодного воздуха, кг/(с·м^2), через 1 м^2 открытого проема наружной входной двери.

Из уравнения (10.61) находим выражение для удельного потока холодного воздуха

$$j_{вх} = (2\rho_н \Delta p_{вх} / (1 + \xi_{вх}))^{0,5} = \mu_{вх}(2\rho_н \Delta p_{вх})^{0,5}, \qquad (10.62)$$

где $\mu_{вх} = 1 / (1 + \xi_{вх})^{0,5}$ - коэффициент расхода воздуха во входе без учета действия воздушной завесы и влияния фигуры человека, проходящего через вход.

Уменьшение коэффициента расхода воздуха отражает возрастание сопротивления воздухопроницанию входа. Путем конструктивного изменения обычного входа с двойными дверями, разделенными тамбуром (создав зигзагообразный путь), можно сократить его воздухопроницание почти на 30 %. При замене его входом с тройными дверями можно уменьшить расход холодного воздуха в 2 раза. При установке во входе вращающейся (турникетной) двери количество наружного воздуха, проникающего в здание, снижается в 7...7,5 раза.

Для большинства общественных зданий характерно многократное открывание входных дверей. В отдельных случаях входные двери остаются постоянно открытыми (например, в крупном магазине) и тогда удельный поток холодного воздуха по формуле (10.62) определяет мощность воздушно-тепловой завесы. Во всех других случаях тепловая мощность завесы может быть снижена пропорционально времени поступления холодного воздуха в течение 1 ч. Тогда при периодическом открывании дверей небольшие, часто поступающие порции холодного воздуха будут быстро прогреваться горячим воздухом непрерывно действующей завесы умеренной мощности, а в помещениях, прилегающих ко входу, может поддерживаться достаточно ровная температура (в вестибюлях общественных и административно-бытовых зданий допустима температура воздуха 12 °С).

Следовательно, для выбора тепловой мощности завесы необходимо знать общее время, в течение которого входные двери будут открытыми. При проходе одного человека створка входных дверей в течение некоторого промежутка времени (до 10 с) раскрывается и вновь закрывается. Общее время постепенного раскрывания и закрывания створки, когда площадь открытого проема непрерывно изменяется, можно привести к эквивалентному (по воздухопроницанию) времени нахождения створок дверей входа в полностью раскрытом состоянии, условно считая, что створки мгновенно распахиваются и столь же быстро закрываются.

Экспериментально установлено, что эквивалентное время z, при одиночном проходе человека через одинарные двери составляет 2 с, через двойные 1,5 с и через тройные 1... 1,2 с.

Зная число людей, проходящих через вход в течение 1 ч, можно определить общее количество холодного воздуха $G_{вх}$, кг/ч, входящее в формулу (10.59)

$$G_{вх} = 0,9 j_{вх} A_{дв} z_э N, \qquad (10.63)$$

где $j_{ВХ}$ - удельный поток холодного воздуха, кг/(с·м^2), определяемый по формуле (10.62); $A_{дв}$ - площадь одной открываемой створки дверей входа, м^2; $z_э$ - эквивалентное время открывания дверей, с; N - число людей, проходящих через вход в 1 ч.

В формуле (10.63) коэффициент 0,9 учитывает задерживающее влияние фигуры человека, проходящего через дверной проем площадью около 2 м^2, на количество одновременно протекающего воздуха.

Из рассмотрения формул (10.59), (10.62) и (10.63) можно сделать вывод, что технико-экономические показатели воздушно-тепловой завесы (мощность и связанные с ней капитальные и эксплуатационные затраты) зависят от параметров наружного воздуха, высоты здания, конструкции входа и режима его использования. При прочих равных условиях

мощность завесы в значительной степени определяется величиной сопротивления воздухопроницанию выбранной конструкции входа.

Тепловая мощность калориферов Q_3 рециркуляционной установки воздушно-тепловой завесы равна теплозатратам на нагревание наружного воздуха, проникающего через вход (см. формулу (10.59)), т.е.

$$Q_з = Q_{вх}. \qquad (10.64)$$

Иногда воздух для воздушно-тепловой завесы забирают снаружи и предусматривают использование его также для вентиляции помещений, прилегающих к входу. В этом случае теплозатраты на нагревание воздуха в калориферах увеличиваются и вычисляются по формуле

$$Q_з = G_з c(t_г - t_н), \qquad (10.65)$$

где с - удельная массовая теплоемкость воздуха, равная 1005 Дж/(кг·°С).

Пример 10.15. Рассчитаем рециркуляционную воздушно-тепловую завесу для входа в 9-этажное здание гостиницы в Москве при высоте этажа 3 м и числе проходящих людей 1000 человек в 1 ч. Вход состоит из трех дверей, расположенных под углом 90° друг к другу со створками размером 0,8×2,5 м, разделенных двумя тамбурами $\xi_{вх}$=3,8).

Расчетная разность давления по обе стороны входа при $t_п$=-26 °С определяем по формуле (10.60)

$$\Delta p_{вх} = 0{,}5(3 \cdot 9 + 2 \cdot 3 - 2{,}5)(14{,}02 - 11{,}82) = 33{,}5 \text{ Па}.$$

Удельный поток холодного воздуха находим по формуле (10.62)

$$j_{вх} = (2 \cdot 1{,}429 \cdot 33{,}5 / (1 + 3{,}8))^{0{,}5} = 4{,}5 \text{ кг/(с·м}^2\text{)}.$$

Количество холодного воздуха, поступающего в здание, по формуле (10.63)

$$G_{вх} = 0{,}9 \cdot 4{,}5 \cdot 0{,}8 \cdot 2{,}5 \cdot 1{,}1 \cdot 1000 = 8910 \text{ кг/ч}.$$

Теплозатраты на нагревание холодного воздуха по формуле (10.59) q_{bx} = 8910-1005(20 - (-26)) / 3600 = 114420 Вт.

$$Q_{вх} = 8910 \cdot 1005(20 - (-26)) / 3600 = 114420 \text{ Вт}.$$

Расход воздуха, подаваемого для воздушно-тепловой завесы, нагретого до $t_г$=50 °С, по формуле (10.58, а)

Объем подаваемого воздуха по формуле (10.2)

$$L_з = 13660 / 1{,}098 = 12440 \text{ м}^3\text{/ч}.$$

КОНТРОЛЬНЫЕ ЗАДАНИЯ И УПРАЖНЕНИЯ

1. Установите целесообразность применения нагретого сжатого воздуха дня целей отопления помещений.
2. Охарактеризуйте известные модели отопительных агрегатов, предназначенных для воздушного отопления.
3. Перечислите условия применения наклонной подачи нагретого воздуха из воздухораспределителей систем воздушного отопления.
4. Определите при равных условиях значения предельно допустимой температуры нагретого воздуха, подаваемого из воздухораспределителя вертикально, наклонно и горизонтально.
5. Сравните способы расчета центрального воздушного отопления помещения при настилающихся и не настилающихся воздушных струях.
6. Как обеспечить саморегулирование работы рециркуляционного воздухонагревателя?
7. Постройте график изменения количества воздуха, нагреваемого в рециркуляционном воздухонагревателе, в течение отопительного сезона.
8. Разработайте схему воздухораспределительного клапана повышенного аэродинамического сопротивления со звукопоглощающим вкладышем для центральных систем воздушного отопления многоэтажных зданий.
9. Сравните способы подачи воздуха для смесительной воздушно-тепловой завесы сверху, снизу и сбоку от входных дверей в здание.

ГЛАВА 11. ПАНЕЛЬНО-ЛУЧИСТОЕ ОТОПЛЕНИЕ

§ 11.1. Система панельно-лучистого отопления

Лучистым называют способ отопления, при котором радиационная температура помещения превышает температуру воздуха. Для лучистого отопления применяют греющие панели - отопительные приборы со сплошной гладкой нагревательной поверхностью. Греющие панели совместно с теплопроводами образуют систему панельно-лучистого отопления. При использовании такой системы в помещениях создается температурная обстановка, характерная для лучистого способа отопления.

Итак, условиями, определяющими получение лучистого отопления в помещении, служат применение панелей и выполнение неравенства

$$t_R > t_в, \qquad (11.1)$$

где t_R - радиационная температура (осредненная температура поверхности всех ограждений - наружных и внутренних - и отопительных панелей, обращенных в помещение); $t_в$ - температура воздуха помещения.

При панельно-лучистом отоплении помещение обогревается, главным образом, за счет лучистого теплообмена между отопительными панелями и поверхностью ограждений. Излучение от нагретых панелей, попадая на поверхность ограждений и предметов, частично поглощается, частично отражается. При этом возникает так называемое вторичное излучение, также, в конце концов, поглощаемое предметами и ограждениями помещения. Интенсивность облучения отопительной панелью поверхности различных ограждений помещения характеризуется данными (табл. 11.1), полученными при замерах освещенности облучаемой поверхности световой моделью панели.

Таблица 11.1. Распределение (в долях единицы.) лучистого потока от отопительной панели между ограждениями помещения

Место расположения панели	Наружная стена и окно	Пол	Потолок	Внутренние стены		
				левая	правая	торцевая
У наружной стены:						
под окном	0,1	0,26	0,18	0,207	0,207	0,046
под потолком	0,09	0,153	0,42	0,135	0,135	0,067
У правой внутренней стены	0,32	0,125	0,177	0,15	0,12	0,108

Из таблицы видно, что ограждение, в плоскости которого установлена отопительная панель, получает путем вторичного излучения всего 9... 12 % общего лучистого потока. При расположении отопительной панели у наружной стены под окном или под потолком соответственно усиливается облучение пола (26 %) или потолка (42 %) помещения.

Благодаря лучистому теплообмену повышается температура внутренней поверхности ограждений по сравнению с температурой при конвективном отоплении, и в большинстве случаев она превышает температуру воздуха помещения.

Лучистое отопление может быть устроено при низкой (до 70 °С), средней (от 70 до 250 °С) и высокой (до 900 °С) температуре излучающей поверхности. Система отопления делается при этом местной и центральной.

К местной системе относят отопление панелями и отражательными экранами при средней и высокой температуре их поверхности, если энергоносителями являются электрический ток или горючий газ, а также твердое топливо (при сжигании его в каминах). В настоящее время нормами предусмотрено применение излучателей при температуре их поверхности не выше 250 °С.

В центральной системе панельно-лучистого отопления применяются низко- и среднетемпературные панели и отражательные экраны с централизованным теплоснабжением при помощи нагретых воды и воздуха, реже пара высокого и низкого давления.

Отопительные приборы размещают в потолке или полу, у потолка или стен помещения. Систему панельно-лучистого отопления, соответственно, называют **потолочной, напольной** или **стеновой.** Местоположение панелей и отражательных экранов выбирают на основании технологических, гигиенических и технико-экономических соображений.

Теплопередача только излучением возможна лишь в безвоздушном пространстве. В помещении лучистый теплообмен всегда сопровождается конвективным. Теплоизлучения распределяются по поверхности ограждений неравномерно: по закону Ламберта пропорционально косинусу угла направления излучения к нормали излучающей поверхности. При этом вследствие различия температуры поверхностей возникает движение воздуха в помещении, которое усиливается благодаря развитию нисходящих потоков воздуха у охлаждающихся поверхностей. В результате отопительная панель часть теплоты передает конвекцией воздуху, перемещающемуся у ее поверхности.

Размещение отопительной панели в потолке затрудняет конвективный теплоперенос, и в теплопередаче панели теплообмен излучением составляет 70... 75 %. Греющая панель в

полу активизирует теплоперенос конвекцией, и на долю теплообмена излучением приходится всего 30...40 %. Вертикальная панель в стене в зависимости от высоты передает излучением 30...60 % всей теплоты, причем доля теплообмена излучением возрастает с увеличением высоты панели.

Лишь потолочное панельное отопление, во всех случаях передающее в помещение излучением более 50 % теплоты, могло быть названо лучистым. При напольном отоплении, а также почти всегда при стеновом в общей теплопередаче панелей преобладает конвективный теплоперенос. Однако способ отопления - лучистое оно или конвективное - характеризуется не доминирующим способом теплоотдачи, а температурной обстановкой в помещении (см. выражение (11.1)).

Действительно, при низкотемпературных (26.,.38 °С), а следовательно, развитых по площади потолочных и напольных панелях увеличивается температура поверхности ограждений помещения, и способ обогревания всегда относится к лучистому. При стеновых же панелях в зависимости от их размеров и температуры поверхности способ отопления помещения может быть отнесен и к лучистому, и к конвективному (если радиационная температура окажется ниже температуры воздуха). Однако по общности конструктивной схемы и способа отопления помещений потолочному, напольному и стеновому панельному отоплению дается общее наименование **- панельно-лучистое.**

В системах панельно-лучистого отопления применяют металлические панели с отражательными экранами и бетонные панели.

Металлические панели предназначены для отопления широких производственных помещений, перекрытых фермами, не нуждающихся в активной вентиляции (механические, инструментальные, модельные цехи, ангары, склады и т.п. помещения). Излучающие панели, подвешиваемые в верхней зоне таких помещений, состоят из металлического отражательного экрана с козырьками, к нижней поверхности которого прикреплены греющие трубы, а верхняя поверхность покрыта слоем тепловой изоляции.

Конструкция подвесных панелей должна быть такой, чтобы теплоотдача излучением вниз составляла не менее 60 % общей теплоотдачи. Только тогда достигается равномерность температуры воздуха по высоте помещений и экономится тепловая энергия по сравнению с конвективным отоплением обычного вида, особенно воздушным.

Бетонные панели с замоноличенными греющими трубами применяются в напольных и стеновых системах панельно-лучистого отопления. Бетонные панели используются для отопления жилых, общественных и производственных зданий, особенно, когда к помещениям этих зданий предъявляются повышенные санитарно-гигиенические требования.

Приоритет по конструированию и применению на практике, на основании идеи проф. В.М. Чаплина, системы отопления с заделкой стальных труб в толщу стен, потолков и полов, а также колонн, пилястр и даже лестничных перил и балясин (г. Саратов, 1905 г.) принадлежит русскому инженеру В.А. Яхимовичу. Эта система была названа им панельным отоплением (английский патент 1907 г.). За короткий срок (1907-1911 гг.) по проектам инж. Яхимовича такими системами отопления были оборудованы в Поволжье свыше 20 крупных больничных, школьных и общественных зданий. В качестве теплоносителя в этих системах использовались горячая вода и пар.

В том же 1907 г. английский инженер Баркер также получил патент на устройство систем отопления с плоскими нагревательными поверхностями.

В дальнейшем, в конце 1920-х годов, подобные системы панельного отопления получили распространение в зарубежной практике под названием лучистого отопления.

В России бетонные греющие панели стали вновь использоваться с 1952 г. в связи с переходом к индустриальным методам сооружения зданий.

При отопительных панелях, скрытых в строительных конструкциях, обеспечиваются повышенные санитарно-гигиенические требования (см. табл. 4.1), не занимается полезная площадь помещений. Температура поверхности греющих панелей значительно ниже температуры теплоносителя. Уменьшается расход металла по сравнению с расходом на чугунные или стальные радиаторы, на гладкотрубные приборы. Выравнивается температура воздуха по высоте обогреваемых помещений.

К достоинствам систем панельно-лучистого отопления можно также отнести сокращение затрат труда на месте строительства зданий, при заводском изготовлении конструкций перекрытий и полов с замоноличенными греющими элементами. Возможно сокращение теплозатрат на отопление помещений при относительном понижении температуры внутреннего воздуха.

Недостатками систем панельно-лучистого отопления являются трудность ремонта замоноличенных греющих элементов, сложность регулирования теплоотдачи отопительных панелей, повышение капитальных вложений (по сравнению с конвективным отоплением) при низкой температуре теплоносителя.

Панельно-лучистое отопление применяют в жилых зданиях, помещениях детских дошкольных учреждений, в операционных, родовых, наркозных и тому подобных помещениях лечебно-профилактических учреждений, в помещениях и вестибюлях (теплые полы) общественных зданий. Отопительные панели используют также для обогревания основных помещений вокзалов, аэропортов, ангаров, высоких цехов производственных зданий, помещений категорий Г и Д (кроме помещений со значительным влаговыделением), применяют в производственных помещениях с особыми требованиями к чистоте (производство пищевых продуктов, сборка точных приборов и т.п.).

§ 11.2. Температурная обстановка в помещении при панельно-лучистом отоплении

При панельно-лучистом отоплении температура каждой поверхности ограждений, участвующих в лучистом теплообмене, повышается. При этом создается температурная обстановка, более благоприятная для человека.

Известно, что самочувствие человека значительно улучшается при повышении доли конвективного теплопереноса в общей теплоотдаче его тела и уменьшении излучения на холодные поверхности (радиационного охлаждения). Это и обеспечивается при системе панельно-лучистого отопления, когда теплоотдача человека путем излучения уменьшается вследствие повышения температуры поверхности окружающих его ограждений.

Одновременно несколько понижают против обычной температуру воздуха в помещении, в связи с чем происходит дальнейшее увеличение конвективного теплообмена человека, что опять-таки способствует улучшению его самочувствия.

Таким образом, при применении системы панельно-лучистого отопления возрастает средняя температура поверхности ограждений. Отметим также некоторое повышение относи-

тельной влажности при снижении температуры воздуха, что также благоприятствует созданию комфортных условий в помещениях.

Обычную (нормативную для конвективного отопления) температуру воздуха в помещениях допустимо понижать на 1.. .3 °С. Установлено, что в обычных условиях хорошее самочувствие людей обеспечивается при температуре воздуха в помещении 17,4 °С при стеновых отопительных панелях и 19,3 °С при конвективном отоплении. В табл. 11.2 приведены средняя температура поверхности ограждений и тела человека, а также температура воздуха в различных помещениях при панельно-лучистом отоплении (для сравнения дана температура воздуха помещений при конвективном отоплении).

Таблица 11.2. Средняя температура, °С, внутренней поверхности ограждений, тела человека, воздуха (допустимая) в помещениях при панельно-лучистом отоплении

Помещения	Средняя теплоотдача человека, Вт	Средняя температура поверхности		Температура воздуха $t_в$ при отоплении	
		ограждений $\tau_в$	тела человека $\tau_ч$	лучистом	конвективном
Вестибюли, холлы, коридоры, лестничные клетки, магазины и т. п. (люди в верхней одежде)	151	13-17,5	18-23,3	8-14	12-16
Жилые и общие места пребывания людей (люди в обычной одежде)	128	21	24,6-25,6	16-18	18-20
Ванные, операционные (люди в одежде)	105	23,5-22	26,4-27,5	20-24	22-26

Данные табл. 11.2 подтверждают, что при панельно-лучистом отоплении допустимо понижение температуры воздуха помещений в среднем на 2 °С против температуры воздуха при конвективном (радиаторами или конвекторами) отоплении. Средняя температура внутренней поверхности ограждений в большинстве случаев получается выше температуры воздуха.

Температурный комфорт в помещении при нормальных влажности и подвижности воздуха определяется, как известно, не только температурой воздуха $t_в$, но и средней температурой нагретых и охлажденных поверхностей, обращенных в помещение (радиационной температурой t_R, воздействие которой с точки зрения теплоотдачи человека равноценно воздействию температуры окружающих его поверхностей).

Радиационную температуру для человека, находящегося в центре помещения, можно найти по формуле

$$t_R = \sum \tau_i \varphi_{ч\text{-}i}, \qquad (11.2)$$

где $\varphi_{ч,i}$ - коэффициент облученности с поверхности тела человека (индекс "ч") в сторону i-той поверхности, имеющей температуру t_R.

Для упрощения часто принимают температуру поверхности внутренних ограждений равной температуре воздуха $t_в$, а радиационную температуру t_R определяют как средневзвешенную по площадям

$$t_R = (\tau_i A_i) / \sum A_i. \qquad (11.3)$$

Значение радиационной температуры t_R, найденное по формулам (11.2) или (11.3), для выполнения первого условия температурной комфортности должно находиться в строго определенных пределах [6].

В помещениях с греющими панелями, наряду с обеспечением общего температурного комфорта (первого условия температурной комфортности), может возникнуть опасность интенсивного облучения или нагревания отдельных частей тела человека, прежде всего головы и ступней ног.

Исследованиями установлено, что комфортными относительно нагретой поверхности являются условия, когда находящаяся против этой поверхности часть головы человека теряет излучением около 11,6 Вт/м^2. Следовательно, для температурного комфорта человека, находящегося под греющей потолочной панелью, температура поверхности последней должна быть ограничена (второе условие температурной комфортности).

Предельно допустимая температура поверхности потолочной греющей панели тп, °С, определяется в зависимости от ее размера и расстояния до головы человека по формуле

$$\tau_п \le 19{,}2 + 8{,}7 / \varphi_{ч\text{-}п}, \qquad (11.4)$$

где $\varphi_{ч.п}$ - коэффициент облученности с поверхности головы человека на потолочную панель, приблизительно (для значений (φ>0,2) равный

$$\varphi_{ч\text{-}п} = 1 - 0{,}8y / l; \qquad (11.5)$$

у - расстояние от головы человека до потолочной отопительной панели; 1 - осредненный размер отопительной панели (при известной площади панели $A_п$ равной $A_{п0,5}$ м).

При коэффициенте облученности около 0,2 допустимая температура поверхности потолочной отопительной панели приближается к 60 °С, т.е. к предельному значению для низкотемпературных панелей. Возможность дальнейшего повышения температуры излучающей поверхности связана с уменьшением размеров панелей - переходом от панелей, занимающих всю или почти всю площадь потолка, к греющим экранам ограниченных размеров. Уменьшающееся при этом значение коэффициента облученности должно определяться более точно, чем по формуле (11.5), с учетом взаимного расположения в помещении рабочего места человека и экрана. Рассмотрим такой случай на примере.

Пример 11.1. Проверим допустимость принятой температуры поверхности потолочного экрана размером 2,0×2,0 м (70 °С) для человека, выполняющего в помещении умеренную работу. Вертикальное расстояние от головы человека до точки 7 на потолке (рис. 11.1) составляет 2,7 м, а ближние к этой точке края экрана отстоят от нее по горизонтали на 1,0 м.

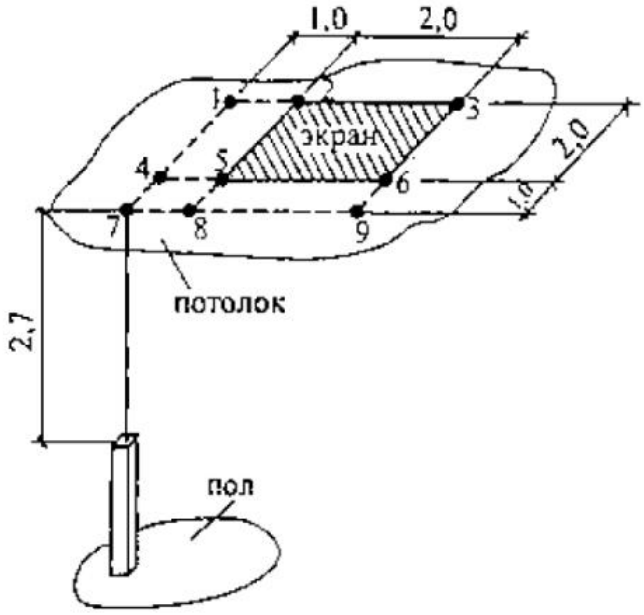

Рис. 11.1. Схема взаимного расположения в помещении человека и потолочного отопительного экрана (к примеру 11.1)

Коэффициент облученности с элементарной площадки на голове человека на поверхность отопительного экрана найдем, используя график на рис. 1.9 [6], обозначив нижеследующие четыре площадки на потолке, примыкающие к точке 7, цифрами по их углам (см. рис. 11.1):

- коэффициент облученности на первую площадку (1-3-9-7) $\varphi_{ч.п1} = 0,145$;
- то же, на вторую площадку (4-6-9-7) $\varphi_{ч.п.2} = 0,075$;
- то же, на третью площадку (1-2-8-7) $\varphi_{ч.п3} = 0,075$;
- то же, на четвертую площадку (4-5-8-7) $\varphi_{ч.п4} = 0,037$.

Действительный коэффициент облученности на нагретую поверхность экрана (на площадку 2-3-6-5) $\varphi_{ч.п.1} = \varphi_{ч.п\,2} - \varphi_{ч.п.2} - (\varphi_{ч.п.3} - \varphi_{ч.п.4}) = 0,145 - 0,075 - (0,075 - 0,037) - 0,032$.

Максимальная допустимая температура поверхности экрана в рассматриваемых условиях по формуле (11.4)

$$\tau_{э.макс} = 19,2 + 8,7 / 0,032 = 291 > 70\ °C.$$

Следовательно, принятая температура поверхности потолочного отопительного экрана допустима.

Среднюю температуру поверхности напольных отопительных панелей также ограничивают во избежание перегревания ног человека. В нормах установлена максимальная температура 26 °С для полов помещений с постоянным пребыванием людей и 31 °С - с временным их пребыванием. Кроме того, оговаривается, что температура поверхности пола по оси нагревательного элемента в детских учреждениях, жилых зданиях и плавательных бассейнах не должна превышать 35 °С.

Итак, при применении системы панельно-лучистого отопления обеспечивается повышение температуры внутренней поверхности ограждений. Температура поверхности отопительных панелей не должна превышать допустимой, определяемой с учетом взаимного

расположения панелей и рабочих мест. При этом условии в помещениях в результате лучисто-конвективного теплообмена может устанавливаться комфортная температура.

Происходящее изменение радиационного режима помещений при панельно-лучистом отоплении используют для компенсации радиационного охлаждения людей в сторону ограждений с пониженной температурой внутренней поверхности.

§ 11.3. Теплообмен в помещении при панельно-лучистом отоплении

Теплообмен в помещении рассчитывают при установившемся состоянии, а тепловые потоки от греющей панели в помещение и из помещения наружу считают равными. При этом исходят из того, что заданными величинами являются: температура наружного $t_Н$ и внутреннего $t_В$ воздуха, температура помещения $t_п$ (при спокойном состоянии человека ее принимают равной 23 °С, при легкой работе - 21 °С, при умеренной работе 18,5 °С, при тяжелой - 16 °С), температура греющей панели $\tau_п$, сопротивления теплопередаче наружных ограждений R_0.

Задачей расчета является нахождение температуры внутренней поверхности ограждений с учетом лучистого теплообмена между отопительной панелью и остальными взаимно параллельными и перпендикулярными поверхностями и конвективного теплообмена между воздухом и ограждениями. Знание этих температурных условий позволяет проверить соблюдение комфортной тепловой обстановки, уточнить теплопотери помещения и тепловую мощность отопительной системы. В зависимости от полученных значений температуры поверхности наружных ограждений теплопотери помещения будут отличаться от теплопотерь при конвективном отоплении.

Напишем в общем виде уравнение теплового баланса для внутренней поверхности наружного ограждения 1 площадью a_1 при установившемся состоянии

$$Q_н = Q_л + Q_к. \qquad (11.6)$$

В уравнении (11.6) $Q_н$ выражает тепловой поток от внутренней поверхности ограждения 1 (температура τ_1) к наружному воздуху (температура $t_н$). Тогда

$$Q_н = \int_{A_1} ((\tau_{dA_1} - t_н) / R'_{o.dA_1}) dA_1 , \qquad (11.7)$$

где $R'_{o.dA1} = R_{d.A1} - R'_{adA1}$ - неполное (без сопротивления теплообмену на внутренней поверхности) сопротивление теплопередаче ограждения.

Лучистый теплообмен поверхности 1 площадью A_1 с другими поверхностями ограждений i площадью A_i выражается уравнением

$$Q_л = \sum_i \iint_{A_i A_1} \varphi_{dA_i - dA_1} (E_{dA_1} - E_{dA_i}) dA_i dA_1 \approx$$

$$\approx \sum_i \iint_{A_i A_1} \varphi_{dA_i - dA_1} \varepsilon_{пр} C_0 ((T_{dA_1}/100)^4 - (T_{dA_i}/100)^4) dA_i dA_1. \qquad (10.8)$$

В это уравнение включается сумма лучистых потоков с других поверхностей на поверхность a_1 и собственный лучистый поток с поверхности A_1 на остальные поверхности A_1 без учета отраженного излучения. Конвективный теплообмен между воздухом и поверхностью A_1 составляет

$$Q_к = \int_{A_1} \alpha_{к.dA_1} (t_в - \tau_{dA_1}) dA_1. \qquad (11.9)$$

где $\alpha_{к.dA1}$ - локальное значение коэффициента конвективного теплообмена на элементе поверхности dA_1.

Уравнение теплового баланса для поверхности площадью A_1 после подстановок на основании выражений (11.6)-(11.9) имеет вид

$$\int_{A_1} ((\tau_{dA_1} - t_в) / R'_{o.dA_1}) dA_1 = \sum_i \iint_{A_1 A_2} \varphi_{dA_1 - dA_2} \varepsilon_{пр} C_0 ((T_{dA_1}/100)^4 - (T_{dA_2}/100)^4) dA_2 dA_1 + \int_{A_2} \alpha_{к.dA_1} (t_в - \tau_{dA_1}) dA_1. \qquad (11.10)$$

Уравнение (11.10) составлено с использованием известного принципа распределения лучистых потоков, согласно которому лучистый поток от первого тела на второе арифметически складывается из лучистых потоков между отдельными частями этих тел. Здесь также по другому принципу расчета лучистого теплообмена - замыкаемости лучистых потоков - может быть принято, что сумма коэффициентов облученности

$$\sum_{i=1}^{N} \varphi_{п-i} = 1. \qquad (11.11)$$

Уравнение (11.11) справедливо для случая, когда излучающая поверхность $A_п$ полностью окружена другими поверхностями. Можно отметить, что в помещении, где происходит теплообмен одной плоской поверхности панели со всеми остальными поверхностями, суммарный коэффициент облученности равняется единице.

В помещении обычной планировки имеются поверхности пяти различных видов, участвующие в теплообмене (кроме отопительной панели): наружные стены, окна, пол, потолок, внутренние стены. Для определения температуры всех поверхностей в помещении потребуется составить столько уравнений теплового баланса, сколько ограждений участвует в теплообмене. Сюда еще необходимо добавить уравнение конвективного теплообмена между отопительной панелью и воздухом помещения.

Если в помещении имеется приточная вентиляция, все эти уравнения теплового баланса для ограждений потребуется еще дополнить уравнением теплового баланса для приточного вентиляционного воздуха, температура которого отличается от температуры внутреннего воздуха.

Напишем уравнение теплового баланса для приточного вентиляционного воздуха (температура притока $t_{пр}<t_в$), поступающего в помещение в количестве $G_{пр}$, кг/с:

$$G_{пр}c(t_в - t_{пр}) = \sum_{i=1}^{N} \int_{A_i} \alpha_{к.dA_i}(\tau_{dA} - t_{пр})dA_i. \qquad (11.12)$$

В уравнении (11.12) теплозатраты на нагревание приточного воздуха (левая часть уравнения) равняются суммарной теплоподаче в воздух при конвективном теплообмене с N поверхностями ограждений и отопительной панели помещения (правая часть).

Решение уравнений теплового баланса, подобных уравнению (11.10), связано с вычислением значений коэффициента облученности φ. Точного определения коэффициента облученности, связанного с интегрированием по площади поверхности каждого ограждения, в практических расчетах для плоских поверхностей в помещении не проводят. В таких расчетах ограничиваются определением среднего по площади значения коэффициента облученности. При этом упрощении система интегральных уравнений теплового баланса, состоящая из уравнений типа (11.10), сводится к системе алгебраических уравнений.

Система алгебраических уравнений теплового баланса для каждой поверхности может быть ограничена уравнениями для трех характерных групп поверхностей в помещении: теплотеряющих (наружные ограждения), адиабатных (внутренние ограждения) и теплоподающих (отопительные панели).

Для дальнейшего упрощения практических расчетов систему алгебраических уравнений можно привести к одному уравнению, определяющему теплообмен между нагретой поверхностью, остальными поверхностями и воздухом помещения, с добавлением уравнения теплового баланса для воздуха.

Приведем два способа замены системы уравнений теплообмена в помещении одним уравнением. По первому способу лучистый теплообмен в помещении представлен как теплообмен излучением между отопительной панелью и осредненной наружной поверхностью, считая внутренние поверхности отражающими. По второму способу рассматривают лучистый теплообмен в помещении между отопительной панелью и одной условной поверхностью, имеющей осредненную радиационную температуру.

По первому способу уравнение теплового баланса записывается в виде

$$k_o' A_н(\tau_{н.о} - t_н) = \alpha_л A_п(\tau_п - \tau_{н.о}) + \alpha_к A_п(\tau_п - t_в), \qquad (11.13)$$

где в левой части, как и в выражении (11.7), учитывается тепловой поток от внутренней поверхности наружных ограждений (стен, окон) общей площадью $A_н$ со средним неполным коэффициентом теплопередачи k_o' и средней температурой $\tau_{н.о}$ к наружному воздуху, имеющему температуру $t_н$. Этот тепловой поток является теплопотерями помещения через наружные ограждения.

В правой части уравнения (11.13) первое слагаемое выражает лучистый, второе - конвективный теплообмен отопительной панели, имеющей площадь $A_п$ при температуре поверхности $\tau_п$, соответственно с наружными ограждениями (средняя температура поверхности $\tau_{н.о}$) и с воздухом (температура $t_в$) помещения.

Коэффициент лучистого теплообмена $\alpha_л$, Вт/(м^2·°С), определяют по формуле

$$\alpha_п = \varepsilon_{пр} C_o((T_п / 100)^4 - (T_{н.о} / 100)^4)\Phi / (\tau_п - \tau_{н.о}) = C_{пр} b \Phi, \quad (11.14)$$

где $\varepsilon_{пр}$ - приведенный коэффициент относительного излучения (для строительных материалов изменяется в небольших пределах и может быть принят равным 0,9...0,91); C_o=5,78 Вт/(м^2·К^4) - коэффициент излучения абсолютно черного тела; $C_{пр} = \varepsilon_{пр}C_o$ - приведенный коэффициент излучения (для строительных материалов может быть принят равным 5,1...5,2 Вт/(м^2·К^4)); b - температурный коэффициент (выражение для его определения ясно из формулы (11.14)); приближенно значение коэффициента b, К^3, может быть найдено по формуле

$$b = 0{,}81 + 0{,}005(\tau_п + \tau_{н.о}); \qquad (11.15)$$

Ф - коэффициент полной облученности наружных ограждений отопительной панелью, вычисляемый по формуле

$$\Phi = \varphi_{п\text{-}н} + \varphi'_{п\text{-}н} = (A_н / A_п - \varphi_{п\text{-}н}^2) / (A_к / A_п - 2\varphi_{п\text{-}к} + 1), \quad (11.16)$$

с учетом коэффициентов как прямой облученности отопительной панелью наружных ограждений $\varphi_{п\text{-}н}$, так и косвенной облученности панелью тех же наружных ограждений $\varphi'_{п\text{-}н}$ путем отражения от поверхности внутренних ограждений.

В формулу (11.13) входит также коэффициент конвективного теплообмена к, Вт/(м^2·°С). Для предварительных расчетов его значение принимают: для потолочной отопительной панели 2,3...2,9, для стеновой панели 5,0...7,0, для напольной панели 4,1 ...5,5 Вт/(м^2·°С).

По **второму способу** теплообмен отопительной панели площадью $A_п$ с воздухом и одной условной поверхностью площадью (A_o - $A_п$) всех ограждений помещения определяется уравнением теплового баланса, сходным с уравнением (11.13):

$$k_э'(A_o - A_п)(t_R' - t_н) = \alpha_л A_п(\tau_п - t_R') + \alpha_к A_п(\tau_п - t_в), \qquad (11.17)$$

где $k_э'$ - неполный эквивалентный коэффициент теплопередачи, Вт/(м^2·°С) (без учета сопротивления теплообмену на внутренней поверхности ограждений, которое при лучистом отоплении ориентировочно может быть принято $R_в$=0,107 м^2·°С/Вт), вычисляемый по формуле

$$k_э' = 1 / ((1 / k_э) - R_в). \qquad (11.18)$$

В формулу (11.18) входит эквивалентный коэффициент теплопередачи $k_э$ условного ограждения, найденный при условии, что вся площадь внутренней поверхности помещения A_o составлена из двух частей: из отопительной панели площадью $A_п$ и остальной площади (A_o - $A_п$), не обогреваемой теплоносителем.

Эквивалентный коэффициент теплопередачи условного ограждения, не обогреваемого теплоносителем, можно найти по формуле

$$k_э = (((kA)_{н.с} + (kA)_{ок}) / (A_o - A_п))(1 + \beta) + (n_1(kA)_{в.с} + n_2(kA)_{пл} + n_3(kA)_{пт}) / (A_o - A_п), \qquad (11.19)$$

где β - коэффициент учета дополнительных теплопотерь через вертикальные наружные ограждения (см. § 2.2); n_1, n_2, n_3 - коэффициенты учета уменьшения температурного напора в ограждении по сравнению с расчетной разностью температуры ($t_в$-$t_н$).,

Формула (11.19) написана в наиболее полном виде, когда в помещении имеются теплотеряющие не только наружные стены и окна, но и внутренние стены, пол и потолок (их коэффициенты теплопередачи k и площади А соответственно помечены в формуле индексами "н.с", "ок" и т.д.).

Левая часть уравнения (11.17), как и уравнения (11.13), выражает тепловой поток от внутренней поверхности условного ограждения площадью ($A_о$ - $A_п$) к наружному воздуху, т.е. теплопотери помещения через наружные ограждения.

В правой части уравнения (11.17) первое слагаемое определяет полный лучистый поток от греющей панели на поверхность условного ограждения, имеющего температуру t_R'. При замене реальных ограждений одним условным ограждением используется выражение (11.11)- коэффициент облученности панелью этого условного ограждения равен единице.

Второе слагаемое учитывает конвективный теплообмен отопительной панели с воздухом помещения или, что то же, конвективный теплообмен воздуха помещения с поверхностью условного ограждения, так как

$$\alpha_к A_п(\tau_п - t_в) = \alpha_к'(A_о - A_п)(t_в - t_R'). \qquad (11.20)$$

При использовании этого равенства возникают затруднения с определением коэффициента конвективного теплообмена $\alpha_к'$ для поверхности условного ограждения, тогда как коэффициент $\alpha_к$ находится сравнительно просто в зависимости от положения панели в помещении и температуры ее поверхности.

По уравнению (11.17) при известных площади, положении в помещений и температуре поверхности отопительной панели может быть установлена средняя радиационная температура поверхности условного ограждения, т.е. всех ограждений помещения, не обогреваемых теплоносителем:

$$t_R' = ((\alpha_л\tau_п + \alpha_к(\tau_п - t_в) - k_з't_н)A_п + k_з't_нA_о) / ((\alpha_л - k_з')A_п + k_з'A_о). \quad (11.21$$

Эта температура на практике получается несколько ниже температуры воздуха в помещении (в среднем примерно на 1 °С). Она используется для уточнения теплопотерь помещения.

При расчетах по двум изложенным способам процессы теплообмена между отопительной панелью и остальными поверхностями помещения заменяются взаимодействием между двумя поверхностями - панелью и наружным (первый способ) или условным (второй способ) ограждением. Тогда вместо вычисления коэффициентов облученности панелью всех остальных поверхностей ограничиваются в первом способе определением одного коэффициента полной облученности, а во втором, если панель одна, можно вообще обойтись без их определения.

§ 11.4. Конструкция отопительных панелей

Отопительная панель представляет собой конструкцию, в которой имеются нагревательные элементы для протекания теплоносителя змеевиковой или регистровой формы (рис. 11.2). При змеевиковой форме (рис. 11.2, *и)* обеспечивается последовательное движение всей массы теплоносителя по трубчатым элементам, что способствует удалению из них воздуха. Поэтому змеевиковая форма греющих труб используется преимущественно при горизонтально располагаемых панелях.

При регистровой форме нагревательных элементов (рис. 11.2, б), применяемой в вертикальных панелях, поток теплоносителя делится на части в зависимости от числа параллельно расположенных греющих труб, присоединенных к соединительным колонкам. Достоинством панелей с нагревательными элементами регистровой формы являются незначительные потери давления при протекании теплоносителя.

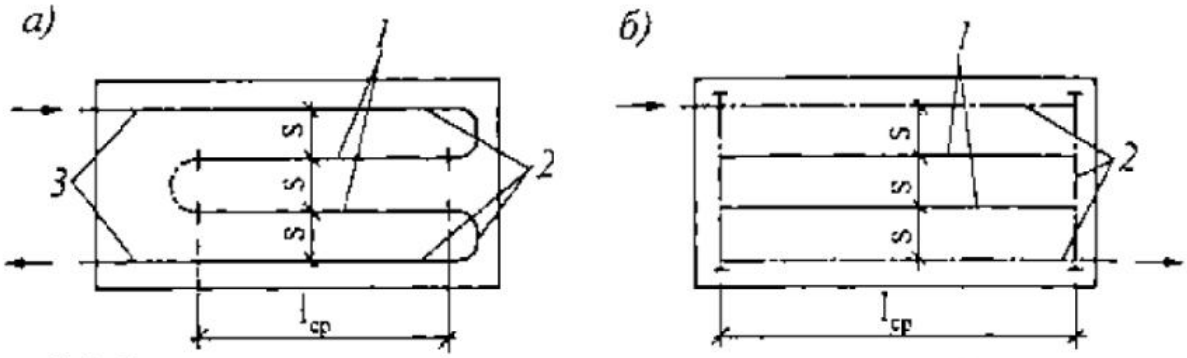

Рис. 11.2. Схемы размещения нагревательных элементов в отопительной панели: *а* - змеевиковой формы; *б* - регистровой формы; *1, 2, 3* - соответственно, средние, крайние и одиночные трубы

Нагревательные элементы в вертикальных панелях могут быть устроены и без колонок. При этом параллельные греющие трубы прокладываются через панели насквозь и соединяются подводками либо по проточной, либо по бифилярной схемам. При бифилярной схеме предусматривают движение теплоносителя по двум из четырех, например, параллельных труб слева направо, а по двум другим трубам - наоборот, справа налево. В системах панельно-лучистого отопления зданий встречаются отопительные панели двух видов:

- совмещенные, представляющие одно целое с ограждающими конструкциями здания, когда нагревательные элементы для теплоносителя устраивают в наружных стенах, несущих плитах перекрытий и лестничных площадок, во внутренних панельных стенах при их изготовлении;

- подвесные и приставные, изготовленные отдельно и смонтированные рядом, в специальных нишах строительных конструкций или под ними.

Совмещенные панели наиболее полно отвечают задачам механизации процесса строительства - система отопления монтируется одновременно со сборкой здания. При использовании подвесных и приставных панелей степень индустриальности монтажа зависит от конструкции панелей. Так, монтаж потолочных или напольных панелей требует больших затрат ручного труда, чем монтаж стеновых панелей. Монтаж подоконных панелей проще, чем монтаж протяженных плинтусных конструкций.

В подвесных **металлических отопительных панелях** элементами змеевиковой формы являются стальные трубы D_y20, плотно прижатые к тонкостенному алюминиевому или

стальному экрану. При наличии воздушного зазора между греющей трубой и экраном теплоотдача панелей заметно уменьшается. Эти 4-6 греющих труб размещаются по площади панели с шагом s=100...200 мм.

Экран может быть плоским или гофрированным. Плоский экран (рис. 11.3, *а)* проще в изготовлении, но не исключает взаимного облучения труб, уменьшающего теплоотдачу излучением. Коэффициент облученности для отопительной панели с плоским экраном составляет 0,57.

При экране волнообразной формы (рис. 11.3, б) коэффициент облученности возрастает до 0,63. Следовательно, в этом случае большая доля теплоотдачи панели передается в рабочую зону, а конвективная теплоотдача в верхнюю зону помещения значительно уменьшается (на 20...25 %).

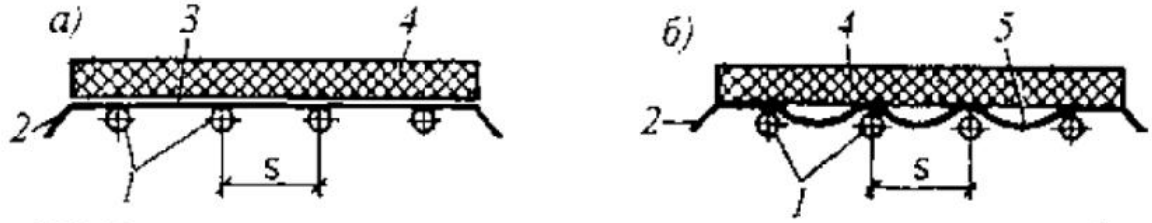

Рис. 11.3. Подвесная металлическая отопительная панель: *а* - с плоским экраном; *б* - с экраном волнообразной формы; *1* - греющие трубы; *2* - козырек; *3* - плоский экран; *4* - тепловая изоляция; *5* - волнообразный экран

Металлические отопительные панели обогреваются высокотемпературным теплоносителем - паром высокого давления или водой с параметрами 150-70 °С. При воде при средней разности температуры $\Delta t_{ср} = t_{ср} - t_в = 0{,}5(150 + 70) - 15 = 95$ °С поверхностная плотность общей теплоотдачи металлических панелей описанной конструкции составляет 800 Вт/м^2.

Для изготовления более распространенных бетонных **отопительных панелей** используют тяжелый бетон, обладающий сравнительно высокой теплопроводностью (например, 1,5 Вт/(м·°С) при О °С и плотности в сухом состоянии 2400 кг/м^3) и коэффициентом линейного расширения $1{,}15 \cdot 10^{-5}$м/(м·°С).

Нагревательные элементы чаще всего устраивают из стальных труб, коэффициент линейного расширения которых ($1{,}2 \cdot 10^{-5}$) весьма близок к коэффициенту линейного расширения бетона. Разница между коэффициентами теплового расширения этих материалов компенсируется в отопительной панели тем, что температура стали (с меньшим значением коэффициента линейного расширения) выше, чем температура бетона.

Заделка труб в бетон дает существенный теплотехнический эффект - теплопередача труб увеличивается в среднем на 60 % по сравнению с открыто проложенными трубами. Это явление закономерно: теплопередача нагретой трубы, изолированной снаружи теплопроводным материалом, возрастает с увеличением толщины слоя покрытия. Возрастание имеет место до некоторого "критического" значения внешнего диаметра $d_{кр}$ изолированной трубы, которое приблизительно Можно определить по формуле

$$d_{кр} = 2\lambda / \alpha_н. \qquad (11.22)$$

Для бетонного цилиндра вокруг трубы при теплопроводности бетона λ=1,28 Вт/(м·°С) и коэффициенте наружного теплообмена $\alpha_н$=11,6 Вт/(м^2·°С) "критический" диаметр равен - 220 мм. Возрастание теплопередачи обетонированной трубы объясняется увеличением

внешней теплоотдачей поверхности, которая с ростом диаметра развивается быстрее, чем растет термическое сопротивление слоя бетона.

На рис. 11.4 показано изменение теплоотдачи 1 м одиночной трубы диаметром 15-20 мм. Линия / характеризует теплоотдачу открытой трубы, линии *2* и *3* - той же трубы в бетоне при различной его теплопроводности.

Как видно, теплоотдача трубы возрастает с увеличением теплопроводности бетона, в который она заделана, а двухсторонняя теплоотдача (пунктирные линии) выше односторонней (сплошные линии). Можно сделать вывод о целесообразности заделки нагревательных элементов в тяжелый бетон.

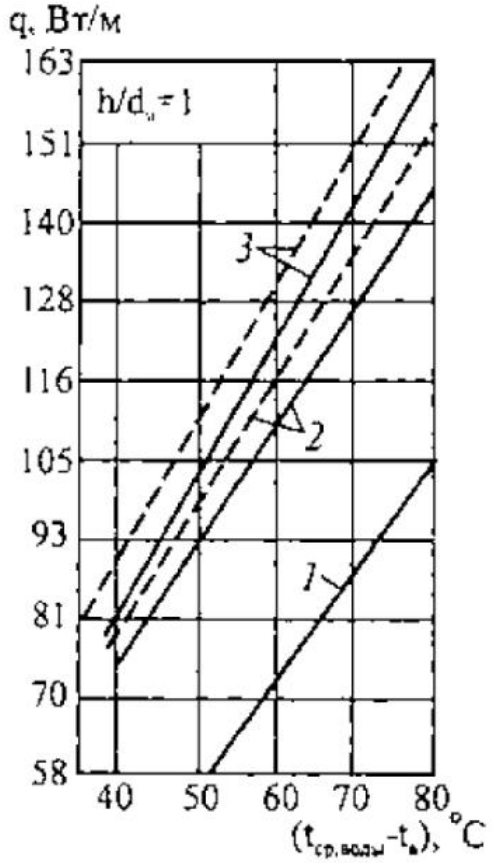

Рис. 11.4. Теплоотдача 1 м одиночной трубы D_y 15-20: *1* - открыто проложенная труба; *2* и *3* - труба в бетоне при его теплопроводности, соответственно, 1,05 и 1,28 Вт/(м·°С) (толщина слоя бетона h от оси трубы равна ее наружному диаметру $d_н$); сплошные и пунктирные линии -соответственно, при односторонней и двусторонней теплоотдаче

Теплоотдача не одной, а ряда труб в бетонной панели, приведенная к 1 м, несколько ниже теплоотдачи одиночной трубы и зависит от расстояния между осями труб (шага труб s) и их положения в бетонной панели (см. рис. 11.2).

Благодаря повышению теплоотдачи стальных труб, находящихся в бетоне, можно сократить расход металла на отопительные приборы. При применении бетонных отопительных панелей со стальными трубами вместо чугунных радиаторов расход металла на отопительные приборы снижается примерно в 2 раза.

Стальные трубы в бетонных панелях имеют срок амортизации, значительно превышающий срок службы открыто проложенных труб.

Сравнительная долговечность обетонированных стальных труб объясняется незначительной коррозией их внешней поверхности при отсутствии контакта с воздухом.

Все же следует отметить, что поверхностная плотность теплоотдачи отопительных панелей меньше плотности теплоотдачи металлических отопительных приборов, и это приводит к значительному увеличению длины греющих труб. Для сокращения расхода стальных труб возможна заделка в бетон чугунных элементов, пластмассовых и стеклянных труб или даже создание пустот в плотном бетоне, образующих систему каналов для протекания теплоносителя.

За последние годы достаточно широкое распространение в России нашли современные западные технологии по устройству напольного отопления. Их особенностью является применение в качестве теплопроводов в основном труб из полимерных материалов (см. § 5.1).

§ 11.5. Описание бетонных отопительных панелей

Потолочные отопительные панели могут быть совмещенными и подвесными. Совмещенные панели изображены на рис. 11.5, где в одной из конструкций греющие трубы включены в бетон несущей части междуэтажного перекрытия (рис. 11.5, *а).* Это делается таким образом, чтобы под ними было достаточно места для размещения арматуры, необходимой для увеличения прочности бетона и усиления теплопередачи вниз. Также для усиления теплопередачи вниз в верхней части перекрытия помещают теплоизоляционный слой.

В качестве теплоизоляции применяют твердые малотеплопроводные материалы, способные выдерживать давление со стороны пола. Пол устраивают из рулонных материалов по цементной стяжке или деревянный.

На рис. 11.5, *б* показана другая конструкция совмещенной потолочной панели, расположенной в перекрытии из пустотелых блоков. Пустоты в этом случае являются теплоизоляцией.

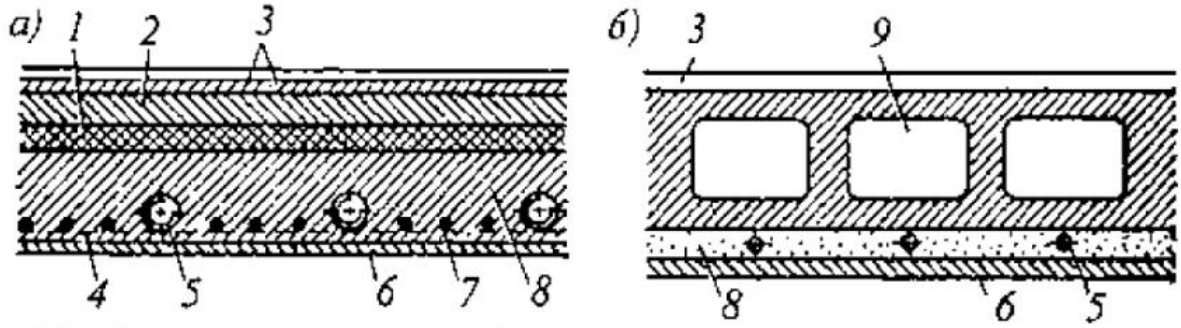

Рис. 11.5. Совмещенные потолочные бетонные панели: *а* - с расположением греющих труб в несущем бетонном слое; *б* - то же под несущими пустотелыми блоками; *1* - теплоизоляция; *2* - цементная стяжка; *3* - покрытие пола; *4* - сетка; *5* - греющая труба; *6* - штукатурка; *7* - арматура; *8* - бетонный слой; *9* - пустотелая панель перекрытия

Совмещенные потолочные отопительные панели применяют при условии, что температура теплоносителя поддерживается на невысоком уровне (до 55...60 °С). При температуре теплоносителя выше 60 °С (60... 90 °С) отопительные панели описанных конструкций размещают в помещениях длительного пребывания людей не по всей площади, а только по периметру потолка или по контуру здания, вдоль его наружных стен.

Известен недостаток совмещенных отопительных панелей: большая тепловая инерция и связанная с ней трудность регулирования теплоотдачи, так как изменение температуры теплоносителя проявляется на греющей поверхности только по истечении значительного промежутка времени. Потолочное панельно-лучистое отопление может быть устроено с малой тепловой инерцией. Для этого греющие трубы располагают в нижнем штукатурном слое или применяют металлические листы, соединенные с трубами для развития теплоотдающей поверхности.

Подобная подвесная потолочная отопительная панель приведена на рис. 11.6. Тонкие перфорированные стальные или алюминиевые листы прикрепляются к греющим трубам, со стороны перекрытия покрываются звуко- и теплоизоляционным слоем. При такой конструкции подвесных отопительных панелей, помимо обеспечения передачи основного теплового потока через потолок и звукоизоляции помещений, появляется возможность автоматизировать действие системы отопления, повышать температуру теплоносителя, не превосходя предельно допустимых показателей для их поверхности.

Пространство над подвесными отопительными панелями может использоваться для прокладки труб и кабелей, размещения светильников и воздуховодов.

Подвесные нагреваемые панели можно ремонтировать в процессе эксплуатации системы отопления без вскрытия основных строительных конструкций. Однако они не лишены недостатков: междуэтажные перекрытия усложняются по конструкции, возрастают их масса и толщина, а следовательно, высота и стоимость здания. Монтаж соответствующей системы отопления может проводиться только после возведения основных строительных конструкций, а при такой последовательности работ увеличиваются сроки строительства здания.

Напольные отопительные панели могут быть совмещенными и приставными (рис. 11.7). Конструкция совмещенной напольной панели показана на рис. 11.7, *а.* Греющие трубы заделаны, как и в потолочной совмещенной панели, в бетон несущей части (монолитной или сборной) междуэтажного перекрытия при ее изготовлении. Над трубами со стороны пола помещены теплоизоляционные вкладыши, способствующие равномерному распределению температуры по поверхности пола.

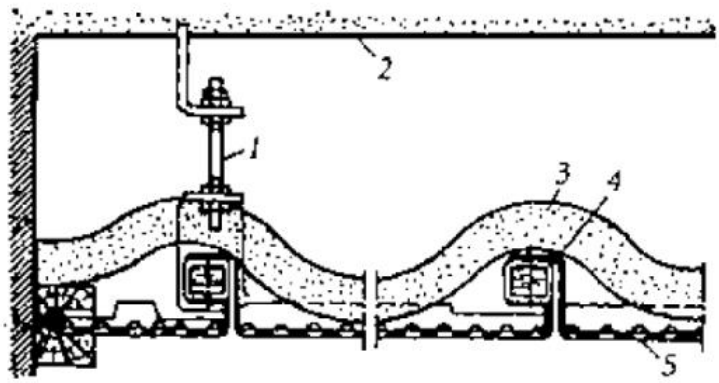

Рис. 11.6. Подвесная потолочная отопительная панель: *1* - подвеска; *2* - перекрытие; *3* - тепловая изоляция; *4* - труба для теплоносителя; *5* - перфорированный металлический лист

Рис. 11.7. Напольные бетонные отопительные панели: *а* - с расположением греющих труб в несущей части перекрытия; *б* - то же на несущем перекрытии; *1* - покрытие пола; *2* - теплоизоляционный материал; *3* - железобетонное несущее перекрытие; *4* -греющая труба; *5* - бетонная панель; *6* - штукатурка

Данную конструкцию отопительной панели следует отнести скорее к напольно-потолочной отопительной панели, так как часть теплового потока от труб направляется вниз через потолок. В тех случаях, когда необходимо большую часть теплового потока передавать через пол (например, при устройстве теплого пола в вестибюле здания), под перекрытием подвешивают дополнительный слой тепловой изоляции.

Приставные бетонные отопительные панели (рис. 11.7, *б)* изготавливают в заводских условиях отдельно от несущей части перекрытия в виде секции ограниченных размеров (для удобства транспортирования и монтажа). Эти секции укладываются и соединяются одна с другой в процессе монтажа. Возможна также укладка прверх несущей части перекрытий змеевиков, которые после их соединения и гидравлического испытания покрываются на месте слоем бетона. При втором способе производства работ увеличивается срок строительства здания, что является его недостатком.

Стеновые отопительные панели бывают двух типов: плинтусные и подоконные. Ранее применялись панели совмещенного вида: перегородочные панели, частично заменяющие внутренние стены, и стеновые панели, встроенные в наружные стены зданий.

Перегородочные отопительные панели, устанавливавшиеся впритык к наружным стенам, включали в себя, помимо греющих труб, отопительные стояки, благодаря чему открыто расположенные трубы в помещениях отсутствовали. Теплоотдача этих панелей была двухсторонней и целиком "полезной", тепловая изоляция не требовалась.

Недостатками перегородочных отопительных панелей являлись одинаковая теплоотдача в два смежных помещения обычно с различными теплопотерями и невозможность регулирования теплопоступления в каждое помещение. Кроме того, существовали ограничения в расстановке мебели в помещениях, появлялись щели в местах примыкания панелей к внутренним стенам.

Совмещенные стеновые отопительные панели бетонируют вместе с отопительными стояками в заводских условиях одновременно с изготовлением наружных стен для полносборных зданий. Стояк, заделанный в бетон, служит частью нагревательной поверхности панели.

Для примера на рис. 11.8 показано расположение греющих труб, выполненных по бифилярной схеме, в трехслойной наружной стене, предназначенной для верхнего этажа здания. Греющие трубы размещены во внутреннем бетонном слое с некоторым смещением к внутренней поверхности стены ($h_в$=30 мм при толщине внутреннего бетонного слоя 80 мм).

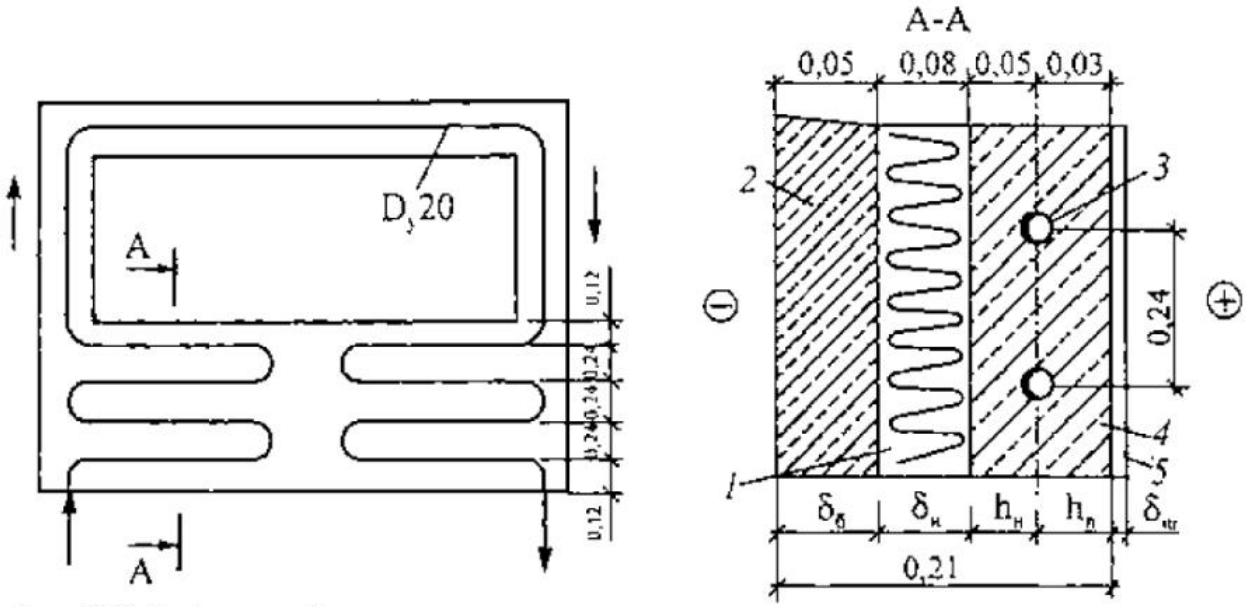

Рис. 11.8. Бифилярный стояк системы водяного отопления с греющими элементами змеевиковой формы, совмещенные с трехслойной наружной стеновой панелью: *1* -тепловая изоляция; *2* - наружный железобетонный слой; *3* - греющая труба; *4* - внутренний железобетонный слой; *5* - штукатурка

Бетонные отопительные панели, совмещенные с наружными стенами, не нашли широкого применения в массовом строительстве зданий из-за больших теплопотерь наружу, бесполезных для отопления помещений.

Плинтусные отопительные панели, заменяющие собой плинтус, распространены в странах с умеренным климатом (США, Англия) для отопления магазинов, выставочных залов и других подобных помещений. Там применяются чугунные или стальные плинтусные панели, представляющие собой большей частью пустотелые элементы с гладкой поверхностью толщиной 45...60 мм и высотой 150...300 мм, по форме напоминающие обычные деревянные плинтусы. Панели с двухсторонней теплоотдачей такого типа снабжены с задней стороны вертикальными ребрами. Их теплоотдача возрастает на 60 % по сравнению с плоскими плинтусными панелями с односторонней теплоотдачей.

В нашей стране плинтусные панели используют для отопления детских учреждений, причем применяют панели из бетона марки 150...200 с односторонней теплоотдачей (рис. 11.9). Для уменьшения бесполезных теплопотерь между плинтусной панелью и наружной стеной помещают слой тепловой изоляции.

При использовании для отопления плинтусных панелей уменьшается вертикальный градиент температуры воздуха. Установлено, что разность температуры воздуха под потолком и у пола помещений, обогреваемых плинтусными панелями, составляет не более 1 °С, тогда как при радиаторном отоплении она доходит до 3 °С. Кроме того, наблюдается относительное повышение температуры воздуха у пола и температуры поверхности пола и стен в нижней зоне помещении, что особенно важно для детских комнат. При отоплении помещений плинтусными панелями температуру воздуха по условиям теплового комфорта принимают равной расчетной температуре воздуха для конвективного отопления.

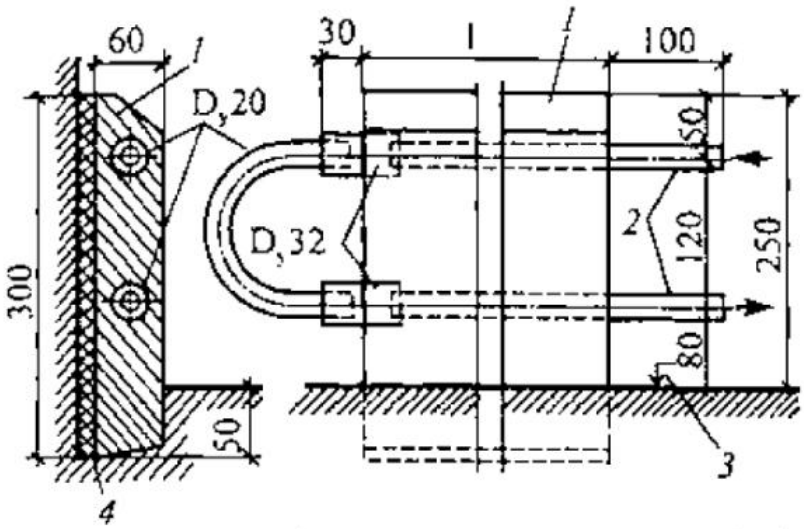

Рис. 11.9. Плинтусная приставная бетонная отопительная панель: *1* - бетон; *2* - концы греющих труб для присоединения к стояку; *3* - поверхность чистого пола; *4* - тепловая изоляция

Подоконные бетонные отопительные панели устанавливают в тех местах под окнами помещений, где принято размещать металлические отопительные приборы. Панели могут быть приставными или вставленными в выемку (нишу) в стене. Такие панели бывают с односторонней (рис. 11.10, *а)* и двухсторонней (рис. 11.10, *б)* теплоотдачей с их поверхности. Соединяются они с трубами системы отопления как обычные отопительные приборы.

При использовании панели с двухсторонней теплоотдачей увеличивается теплопередача в помещение в расчете на единицу длины панели, а также сокращаются бесполезные теплопотери наружу по сравнению с панелью, вплотную приставленной к стене. Однако такая панель с труднодоступным конвективным каналом уступает в санитарно-гигиеническом отношении панели с односторонней теплоотдачей.

На рис. 11.10, *в* показана конструкция, сочетающая отопительную панель с каналом для подачи подогретого свежего воздуха в отапливаемое помещение. Тепловая изоляция здесь отсутствует, а часть теплового потока, уходящего наружу, используется для нагревания приточного воздуха. Такую конструкцию панелей можно использовать в малоэтажных зданиях. В многоэтажных зданиях потребуется более тщательная ее наладка из-за возникновения неравномерности и неустойчивости движения воздуха в приточных каналах на различных этажах.

Низкие подоконные панели, поверхность которых из-за этого может иметь относительно более высокую температуру, получаются меньших размеров чем панели других типов. При использовании подоконных панелей сокращается площадь охлажденной поверхности наружных стен, уменьшаются радиационное охлаждение людей и зона распространения холодного воздуха от окон, не затрудняется, как при перегородочных панелях, расстановка предметов в помещениях.

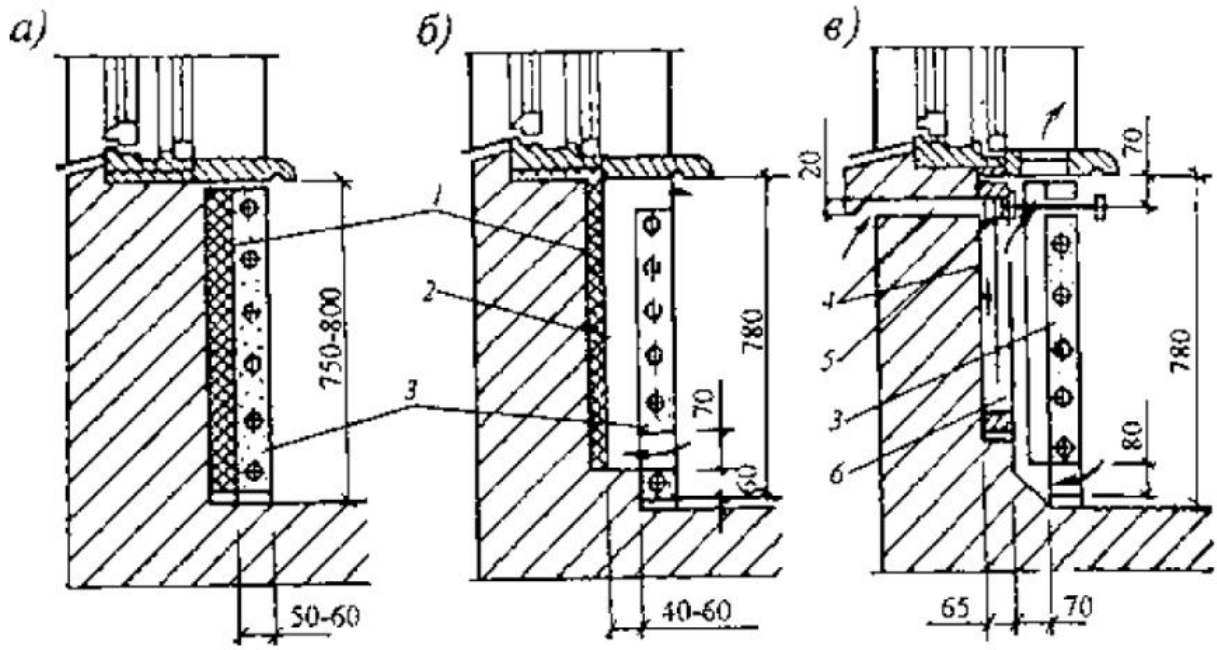

Рис. 11.10. Подоконные приставные бетонные отопительные панели: *а* - с односторонней теплоотдачей; *б* - с двусторонней теплоотдачей; *в* - с двусторонней теплоотдачей и каналом для подачи подогретого наружного воздуха; *1* - тепловая изоляция; *2* - конвективный канал; *3* - отопительная панель; *4* - приточный канал; *5* - запорный клапан; *6* - стальной экран

§ 11.6. Теплоносители и схемы системы панельного отопления

Теплоносителем в системах панельного отопления является преимущественно **горячая вода.** При использовании воды вследствие ее относительно невысокой температуры разогревание бетонных панелей происходит медленно и не сопровождается возникновением трещин, что бывает при быстром нагревании панелей **паром.** Применение воды позволяет проводить центральное качественное регулирование систем. При циркуляции воды по стальным трубам панелей внутренняя коррозия их происходит менее интенсивно, чем при использовании пара. Вследствие значительной тепловой инерции бетонных панелей важное свойство пара - быстро нагревать помещения - в известной степени утрачивает свое значение. По этим причинам пар практически не применяют в центральных системах панельного отопления.

Использование **нагретого воздуха** как теплоносителя в системах панельного отопления позволяет экономить металл, не создает опасности течей. В качестве воздушных каналов могут быть использованы пустоты блочных и панельных внутренних стен, а также железобетонных настилов. Применение воздуха в системах панельного отопления затрудняется из-за необходимости устраивать каналы значительных размеров во внутренних стенах или в перекрытиях. При этом следует обеспечивать сохранение их плотности при эксплуатации зданий. По этой причине известные попытки в этом направлении из-за дефектов монтажа вследствие нарушения плотности сопряжения каналов окончились неудачей.

Нагревание панелей электричеством может быть осуществлено без больших затруднений. Возможные конструктивные варианты подобных систем рассмотрены в главе 14.

Расчетная температура воды, обогревающей стеновые бетонные панели, обычно не выходит за пределы 100 °С. Расчеты и исследования показывают, что средняя температура поверхности бетонных панелей ниже температуры теплоносителя на 20...40 °С. Поэтому при температуре воды 130 °С температура поверхности низких стеновых панелей могла бы

быть на допустимом уровне 90...95 °С. Однако опасность дегидратации цементного камня и снижения прочности бетона заставляет ограничивать предельную температуру воды 100 °С. И только при применении подвесных металлических панелей расчетная температура греющей воды может превышать эту величину.

Если в системе отопления зданий используют только бетонные отопительные панели, то расчетную температуру горячей воды принимают при стеновых панелях 95 °С. При использовании потолочных панелей температура теплоносителя выбирается в зависимости от конструкции, размещения и размеров панелей с учетом нормируемой СНиП допустимой температуры их поверхности 28...38 °С (по условиям обеспечения комфортности, см. § 11.2). По этим же условиям из-за ограничения температуры на поверхности пола величиной 26...31 °С температура воды в напольной системе панельного отопления обычно не превышает 45...50 °С.

Если бетонные стеновые или потолочные отопительные панели устанавливают только в отдельных помещениях, то расчетную температуру горячей воды выбирают по условиям отопления основных помещений здания, а панели присоединяют, если это возможно по температурным условиям, к подающей магистрали основной системы отопления. Из-за пониженных температурных параметров теплоносителя напольная система отопления выполняется в виде самостоятельного циркуляционного контура.

Системы водяного отопления с бетонными стеновыми панелями выполняют однотрубными и двухтрубными с нижней и верхней разводкой магистралей.

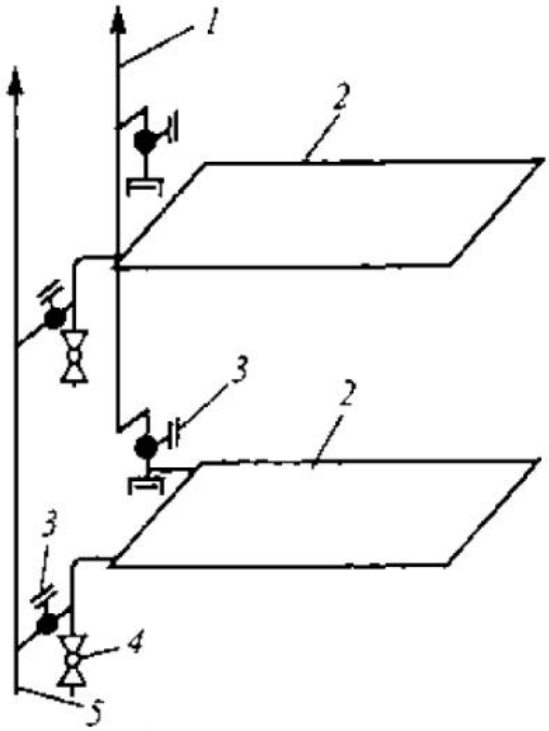

Рис. 11.11. Схема стояка двухтрубной системы панельного отопления с "опрокинутой" циркуляцией воды: *1* - обратный стояк; *2* - потолочные отопительные панели; *3* - запорно-регулирующие краны; *4* - спускной кран; *5* - подающий стояк

При потолочных бетонных отопительных панелях используются двухтрубные системы. На рис. 11.11 изображена часть двухтрубного стояка с "опрокинутой" циркуляцией воды: обратная вода поднимается наверх. Движение воды снизу вверх способствует уносу воз-

духа из труб горизонтальных панелей. Каждая отопительная панель может независимо отключаться, опорожняться, ремонтироваться и промываться.

Для обеспечения работы напольного отопления за последние годы наибольшее распространение получила так называемая "коллекторная" схема подключения теплопроводов (рис. 11.12). При этом замоноличенные в бетонную стяжку пола греющие трубы (как правило, пластиковые) присоединяются к специальному коллектору, оснащенному запорно-регулирующей, воздухоотводящей и контрольно-измерительной арматурой. Расположенные на различных этажах здания коллектора обеспечиваются теплоносителем по двухтрубной схеме.

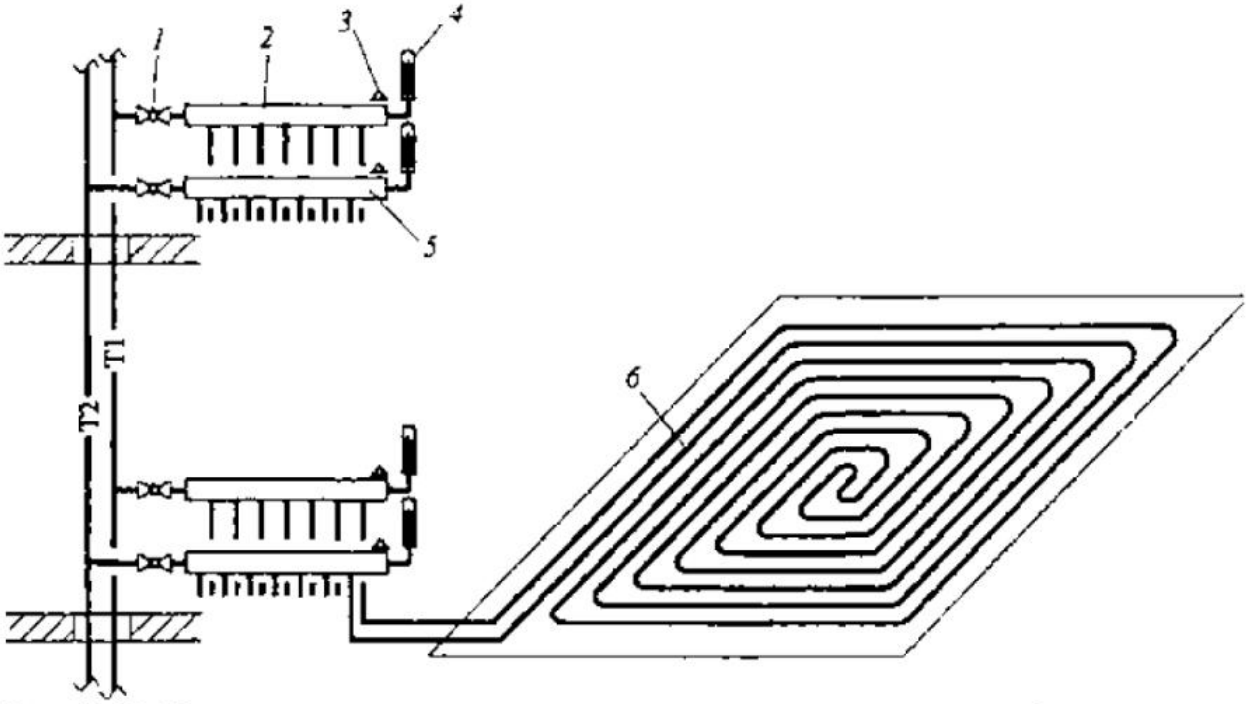

Рис. 11.12. Коллекторная схема системы напольного водяного отопления: *1* - запорная арматура; *2* - распределительный коллектор; *3* - воздухоотводчик; *4* - термометр; *5* - сборный коллектор; *6* - греющие трубы

Плинтусные бетонные отопительные панели чаще всего соединяют по несколько штук в горизонтальные цепочки, в которых вода движется по бифилярной схеме. Цепочки плинтусных панелей присоединяют к двухтрубным стоякам.

При вертикальных подоконных бетонных отопительных панелях стояки системы водяного отопления делают двухтрубными или однотрубными, которые не отличаются от стояков систем отопления с металлическими отопительными приборами. При совместном использовании в системе отопления бетонных панелей и обычных металлических приборов последние снабжают кранами повышенного сопротивления, так как потери давления в греющих змеевиках панелей заметно превышают потери давления в приборах.

§ 11.7. Площадь и температура поверхности отопительных панелей

Площадь нагревательной поверхности отопительной панели связана, прежде всего, с ее тепловой мощностью. Расчеты панельных систем отопления показывают, что доля нагреваемой части общей площади ограждений помещения может изменяться в различных условиях от 8 до 20 %. При равной тепловой мощности площадь панели зависит от температуры ее поверхности.

Температура поверхности бетонной отопительной панели п определяется диаметром d и шагом s греющих труб, глубиной h их заложения и теплопроводностью λ бетона, температурой теплоносителя $t_т$ и помещения $t_п$, т.е.

$$\tau_п = f(d, s, h, \lambda, t_т, t_п). \qquad (11.23)$$

Среди этих шести переменных четыре изменяются в сравнительно узких пределах или могут быть заранее определены: диаметр труб (обычно $D_у$ равен 15 и 20 мм), теплопроводность бетона, температура теплоносителя и помещения. Следовательно, для каждого диаметра труб при определенных λ, $t_т$ и $t_п$ температура поверхности отопительной панели зависит от шага труб s и глубины h заложения их в бетон. Эта зависимость видна на рис. 4.15, где дается термическое сопротивление массива бетона ($\lambda_м$=l,0) при различных значениях s и h.

В массиве бетона вокруг каждой греющей трубы образуется температурное поле, на котором можно построить линии, показывающие направление тепловых потоков.

В простейшем случае для отдельно расположенной тонкой панели с симметрично заделанными греющими трубами допустимо предположение о линейном (одномерном) распространении тепловых потоков от труб к середине расстояния между ними (s/2). При этом тонкой считается бетонная панель, для которой число Био не превышает 0,3, т.е.

$$Bi = \alpha_н h / \lambda_м \le 0{,}3, \qquad (11.24)$$

где $\alpha_н$ - коэффициент теплообмена на поверхности панели, Вт/(м^2·°С); $\lambda_м$ - теплопроводность массива бетона, Вт/(м·°С); h - расстояние от поверхности панели до оси греющих труб, м.

Если принять средние значения $\alpha_н$=10 Вт/(м^2·°С) и $\lambda_м$=1 Вт/(м·°С), то при Bi=0,3 получим h= 0,03 м. Следовательно, тонкой можно считать бетонную панель толщиной δ = 2h = 0,06 м.

Для тонких бетонных панелей среднюю избыточную температуру их поверхности, т.е. разность средней температуры поверхности панелей и температуры окружающей среды определяют по формуле [20]

$$\Delta\tau_п = \Delta\tau_{тр}\, th((s/2)((\alpha_{лиц} + \alpha_{тыл})/(h\,\lambda_м))^{0.5}) / \\ / ((s/2)((\alpha_{лиц} + \alpha_{тыл})/(h\,\lambda_м))^{0.5}), \qquad (11.25)$$

где $\Delta\tau_{тр} = \tau_{тр} - t_В$ - избыточная температура поверхности греющих труб (для металлических труб $\tau_{тр}$ можно считать равной $t_г$ - температуре теплоносителя); $\sigma_{лиц}$ и $\alpha_{тыл}$ - коэффициент теплообмена, Вт/(м^2·°С), соответственно, на лицевой и тыльной поверхностях панели.

В случаях, когда тонкие бетонные отопительные панели прилегают к слоям других материалов или покрываются дополнительными слоями, при определении температуры наружной поверхности (с лицевой или тыльной стороны панели) учитывают термическое сопротивление таких слоев. Тогда формула (11.25) применительно к определению избыточной температуры лицевой (обращенной в помещение) поверхности конструкции (после покрытия панели дополнительными слоями материалов) принимает вид

$$\Delta\tau_п = (\Delta\tau_{тр} / (1 + \alpha_{лиц}(R_м + \Sigma R_i))) \times$$

$$\times \text{th}((s / 2)((k'_{лиц} + k'_{тыл}) / (h\,\lambda_м))^{0,5}) / ((s / 2)((k'_{лиц} + k'_{тыл}) / (h\,\lambda_м))^{0,5}), \quad (11.26)$$

где $r_м$ - термическое сопротивление массива бетона, м^2·°С/Вт; $\Sigma R_i = \Sigma(\delta_i / \lambda_i)$ - сумма термических сопротивлений дополнительных слоев, м^2·°С/Вт; $k'_{лиц}$ и $k'_{тыл}$ - неполный коэффициент теплопередачи, Вт/(м^2·°С), для дополнительных слоев материалов, прилегающих, соответственно, к лицевой и тыльной сторонам панели; определяется для дополнительных слоев, например, на лицевой стороне панели по формуле

$$k'_{лиц} = 1 / ((1 / \alpha_{лиц}) + \Sigma R_i). \quad (11.27)$$

Напомним, что при выводе формул (11.25) и (11.26) принято, что в относительно тонком бетонном слое отопительной панели наблюдается только линейная теплопроводность. Дальнейшее распространение теплоты происходит через прилегающие или покрывающие слои материалов только в направлении, перпендикулярном к поверхности панели.

Для утолщенных бетонных отопительных панелей, когда получают по формуле (11.24) число Bi>0,3 (практически при толщине панелей 0,08 м и более), необходимо уже считаться с двухмерностью теплопроводности их массива. Графически картина двухмерной теплопроводности в толще отопительной панели представлена на рис. 11.13, где показаны концентрические линии - изотермы и линии тепловых потоков, перпендикулярные на исходе к поверхности панели.

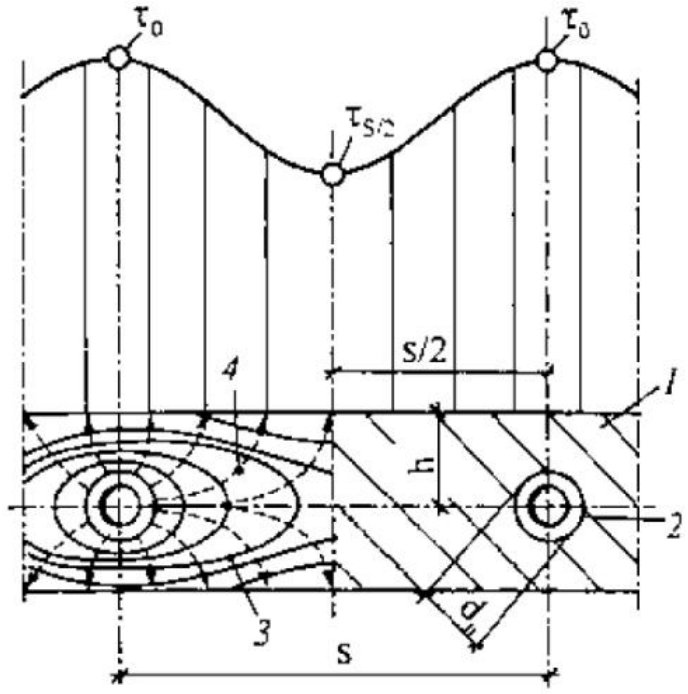

Рис. 11.13. Схема изотерм и тепловых потоков в массиве бетона и график изменения температуры поверхности отопительной панели с двухсторонней теплоотдачей: *1* - бетонная панель; *2* -греющая труба; *3* - изотерма; *4* - линия направления теплового потока

Двухмерное температурное поле в массиве панели в стационарных условиях теплопередачи при постоянной температуре теплоносителя описывается дифференциальным уравнением Лапласа в частных производных.

Аналитическое решение дифференциального уравнения для построения температурного поля представляет собой сложную задачу. Обычно используют приближенные численные методы решения уравнения Лапласа, в том числе метод решения в виде конечных разностей. Этот метод заключается в составлении системы уравнений для определения температуры в заданных точках поверхности (обычно с последовательным приближением).

Изменение термического сопротивления массива бетона по различным направлениям от греющих труб делает поверхность отопительной панели не изотермичной. На рис. 11.13 показан характер изменения температуры поверхности бетонной панели: наиболее высокая температура о наблюдается непосредственно над трубами, наиболее низкая температура $\tau_{s/2}$ - посередине между трубами (на расстоянии $\tau_{s/2}$ от оси труб).

Приблизительно среднюю температуру поверхности бетонной отопительной панели можно определять по эмпирической формуле, если известна температура в двух характерных точках - над трубами τ_o и между трубами $t_{s/2}$:

$$\tau_п = \tau_{s/2} + k(\tau_o - \tau_{s/2}), \qquad (11.28)$$

где k - коэффициент, характеризующий изменение температуры поверхности панели между греющими трубами.

Коэффициент k зависит от шага s и глубины заложения h труб в бетоне. Для отопительных панелей с шагом труб до 250 мм и глубиной заложения до 40 мм k=0,45, при шаге труб более 250 мм коэффициент k уменьшается до 0,33.

В расчетах лучисто-конвективного теплообмена учитывается средняя температура нагревательной поверхности панелей, отнесенная к условиям определения теплопотерь помещений. Эта расчетная средняя температура является наивысшей температурой греющей поверхности в течение отопительного сезона. С другой стороны, максимальная расчетная температура поверхности панелей не должна превосходить допустимую по условиям температурной комфортности для людей в помещениях (см. § 11.2).

Для потолочных панелей допустимую температуру вычисляют по формуле (11.4). Ее значение тем выше, чем больше размеры помещения и меньше ширина, а также площадь панели. Температура всего нагретого потолка при высоте помещения 2,5...2,8 м не должна быть выше 28 °С, до 3 м - 30 °С, до 3,5 м - 33 °С, до 4 м - 36 °С, до 6 м - 38 °С.

Допустимая средняя температура поверхности напольных панелей зависит от назначения помещений и подвижности людей в них.

Для низких стеновых отопительных панелей допустима более высокая температура поверхности, такая же, как и для металлических отопительных приборов. Лишь для панелей радиационного обогревания рабочих мест температура их поверхности ограничена 60 °С.

Принимая допустимую температуру поверхности за расчетную, можно определить **предварительную площадь** поверхности отопительной панели $A'_п$, м^2, по формуле

$$A'_п = Q'_{пот} / (\alpha_к(\tau_п - t_в)), \qquad (11.29)$$

где $Q'_{пот}$ - теплопотери помещения, вычисленные по методике, приведенной в гл. 2, Вт; $t_В$ - расчетная температура воздуха при лучистом отоплении, °С; $\alpha_н$ - коэффициент теплообмена на поверхности панели.

Среднее значение коэффициента $\alpha_н$ (в пределах практически возможного изменения температуры поверхности панели $\tau_п$), Вт/(м^2·°С), составляет:

для потолочной панели..... 7,9

для напольной панели..... 9,9

для стеновой панели..... 11,6.

Площадь панели, найденная по формуле (11.29), называется предварительной не только потому, что вычисляется на основании приблизительных величин. Она обычно несколько отличается от окончательной площади, которую выбирают в процессе конструирования панели с учетом конкретных условий размещения, подвода теплоносителя, типизации размеров и тому подобных ограничений. Предварительную площадь отопительной панели необходимо знать для проверки условий температурного комфорта в помещении и дальнейшего проектирования.

При размещении отопительной панели в помещении, помимо известных уже положений, необходимо учитывать следующее. В помещении с развитым остеклением целесообразно для уменьшения радиационного охлаждения людей и локализации ниспадающего потока холодного воздуха размещать отопительную панель с повышенной температурой поверхности под остеклением или в узкой полосе пола, прилегающей к наружному ограждению.

Если в помещении должна обогреваться только часть пола или потолка, то рекомендуется для приблизительно одинакового облучения людей располагать отопительную панель в виде полосы по периметру помещения. При этом, как уже отмечалось, расчетная температура поверхности панели может быть несколько повышена.

Пример 11.2. Найдем площадь потолочной отопительной панели, радиационную температуру и проверим условия температурного комфорта в палате площадью 36 м^2, расположенной на среднем этаже больницы. Наружная стена размером 6,4×3,9 м и два двойных окна в ней размером 2×2,5 м имеют коэффициенты теплопередачи, соответственно, 1,05 и 2,68 Вт/(м^2·°С). Общая площадь наружной и трех внутренних стен 86,4 м. Теплопотери через наружные стену и окна, подсчитанные обычным способом, при температуре наружного воздуха -26 °С составляют 2267 Вт.

Температуру воздуха при лучистом отоплении принимаем на 1,5 °С ниже нормативной для палат при конвективном отоплении - $t_в = 20 - 1,5 = 18,5$ °С.

Задаемся средней температурой поверхности потолочной отопительной панели $\tau_п$=32 °С и находим по формуле (11.29) предварительную площадь панели

$$A'_п = 2267 / (7,9(32 - 18,5)) = 21,2 \text{ м}^2.$$

Лучисто-конвективный теплообмен в палате рассчитаем по способу с применением эквивалентного коэффициента теплопередачи. Определяем эквивалентный коэффициент теплопередачи по формуле вида (11.19), принимая $\beta = 0,16$, при общей площади ограждений помещения $A_о = 86,4 + 36\text{-}2 = 158,4$ м^2

$$k_э = (1 + 0,16)((1,05 \cdot 6,4 \cdot 3,9) + (2,68 - 1,05)2 \cdot 2,5 \cdot 2) / (158,4 - 21,2) = 0,359 \text{ Вт/(м}^2 \cdot ^\circ\text{C)}.$$

Находим неполный эквивалентный коэффициент теплопередачи по формуле (11.18)

$$k'_э = 1 / ((1 / 0,359) - 0,107) = 0,373 \text{ Вт/(м}^2 \cdot ^\circ\text{C)}.$$

Определяем радиационную температуру внутренней поверхности ограждений палаты, не обогреваемых теплоносителем, по формуле (11.21)

$$t'_R = ((5,41 \cdot 32 + 2,77(32 - 18,5) + 0,373 \cdot 26)21,2 - 0,373 \cdot 26 \cdot 158,4) / ((5,41 - 0,373)21,2 + 0,373 \cdot 158,4) = 18,8 \text{ °C}.$$

Здесь по формулам (11.14) и (11.15) с учетом формулы (11.11)

$$\alpha_л = 5,1 \cdot 1,06 \cdot 1 = 5,41 \text{ Вт/(м}^2 \cdot ^\circ\text{C)};$$

$$b = 0,81 + 0,005(32 + 18,8) = 1,06.$$

Коэффициент конвективного теплообмена определяется по формуле [6]

$$\alpha_к = 1,16(\tau_п - t_в)^{1/3} = 1,16(32 - 18,5)^{1/3} = 2,77 \text{ Вт/(м}^2 \cdot ^\circ\text{C)}.$$

Вычисляем действительные теплопотери через наружные ограждения палаты, используя левую часть формулы (11.17),

$$Q_{пот} = 0,373(158,4 - 21,2)(18,8 + 26) = 2293 \text{ Вт},$$

получившиеся весьма близкими к рассчитанным обычным способом (2267 Вт).

Находим действительную усредненную радиационную температуру поверхности всех ограждений палаты, включая отопительную панель, по формуле (11.3)

$$t_R = (32 \cdot 21,2 / 158,4) + (18,8(158,4 - 21,2) / 158,4) = 20,6 \text{ °C} > t_в = 18,5 \text{ °C}.$$

Так как по выражению (11.1) $t_R > t_B$, то способ отопления палаты относится к лучистому.

Определяем температуру помещения как полусумму температуры воздуха и радиационной температуры

$$t_п = 0,5(18,5 + 20,6) = 19,56 \text{ °C}$$

и проверяем обеспечение первого условия температурной комфортности, вычисляя необходимую для этого радиационную температуру по формуле [6]

$$t_R^{тр} = 1,57t_п - 0,57t_в \pm 1,5 = 1,57 \cdot 19,56 - 0,57 \cdot 18,5 \pm 1,5 = 20,15 \pm 1,5 \text{ °C}.$$

Действительная радиационная температура (20,6 °С) достаточно близка (отклонение менее 1,5 °С) к требуемой радиационной температуре помещения, т.е. первое условие температурной комфортности выполняется.

Проверяем правильность предварительного выбора температуры поверхности панели (32 °С) с учетом ее площади (21,2 м^2).

При среднем размере панели 1 = $21,2^{0,5}$ =4,6 м коэффициент облученности для стоящего человека высотой 1,7 м находим по формуле (11.5)

$$\varphi_{ч\text{-}п} = 1 - (0,8(3,6 - 1,7) / 4,6) = 0,67.$$

Предельно допустимая температура поверхности потолочной отопительной панели по формуле (11.4)

$$\tau_п = 19,2 + (8,7 / 0,67) = 32,2\ °C$$

оказалась несколько выше предварительно выбранной температуры. Для сидящего человека (у=2,3 м) допустимая температура повышается до 33,7 °С, для лежащего (у=2,9 м) - до 36,7 °С. Таким образом, выполняется и второе условие температурной комфортности.

Пример 11.3. Определим площадь низкой стеновой отопительной панели, радиационную температуру и проверим температурную комфортность в палате по условиям примера 11.2.

Задаваясь температурой поверхности низкой отопительной панели $\tau_п$=75 °С (как и для обычных металлических приборов), находим по формуле (11.29) ее предварительную площадь

$$A'_п = 2267 / (12,89(75 - 20)) = 3,2\ м^2,$$

где по формулам (11.14) и (11. 15) с учетом формулы (11.11)

$$\alpha_н = \alpha_л + \alpha_к = (5,1 \cdot 1,29 \cdot 1) + 1,66(75 - 20)^{1/3} = 6,58 + 6,31 = 12,89\ Вт/(м^2 \cdot °C);$$

$$b = 0,81 + 0,005(75 + 21) = 1,29.$$

Температуру воздуха принимаем равной нормативной температуре для палат, предполагая наличие конвективного отопления, т.е. $t_в$=20 °С.

Определяем эквивалентный коэффициент теплопередачи по формуле (11.19), принимая β=0,08,

$$k_э = (1 + 0,08)((1,05 \cdot 6,4 \cdot 3,9) + (2,68 - 1,05)2 \cdot 2,5 \cdot 2) / (158,4 - 3,2) = 0,296\ Вт/(м^2 \cdot °C)$$

и неполный эквивалентный коэффициент теплопередачи по формуле (11.18), считая $R_в$=0,114 м^2·°С/Вт при конвективном отоплении,

$$k'_э = 1 / ((1 / 0,296) - 0,114) = 0,31\ Вт/(м^2 \cdot °C).$$

Вычисляем радиационную температуру внутренней поверхности ограждений, не обогреваемых теплоносителем, по формуле (11.21)

$$t'_R = ((6,58 \cdot 75 + 6,31(75 - 20) + 0,31 \cdot 26)3,2 - 0,31 \cdot 26 \cdot 158,4) / ((6,58 - 0,31)3,2 + + 0,31 \cdot 158,4) = 20,8\ ^\circ C.$$

Находим действительные теплопотери через наружные ограждения палаты, применяя левую часть формулы (11.17),

$$Q_{пот} = 0,31(158,4 - 3,2)(20,8 + 26) = 2252\ Вт,$$

получившиеся, как и в примере 11.2, очень близкими к рассчитанным обычным способом (2267 Вт).

Определяем действительную радиационную температуру поверхности всех ограждений палаты, включая отопительную панель, по формуле (11.3)

$$t_R = (75 \cdot 3,2 / 158,4) + (20,8(158,4 - 3,2) / 158,4) = 21,9\ ^\circ C > t_в = 20\ ^\circ C.$$

Так как по выражению (11.1) $t^R > t^B$, то, вопреки первоначальному предположению, способ отопления палаты следует отнести к лучистому.

Проверяем выполнение первого условия температурной комфортности в палате, приняв температуру помещения $t_п = 0,5(20 + 21,9) = 21\ ^\circ C$ и определив требуемую радиационную температуру (см. пример 11.2)

$$t_R^{тр} = 1,57 \cdot 21 - 0,57 \cdot 20 \pm 1,5 = 21,6 \pm 1,5\ ^\circ C.$$

Видно, что действительная радиационная температура поверхности ограждений (21,9 °С) соответствует требуемой радиационной температуре помещения, т.е. первое условие комфортности выполняется.

Проверку второго условия температурной комфортности не делаем, так как принятая температура поверхности низкой отопительной панели (75 °С) рекомендуется нормами для больничных палат, т.е. для помещений, к которым предъявляются повышенные санитарно-гигиенические требования.

§ 11.8. Расчет теплопередачи отопительных панелей

Каждая отопительная панель передает теплоту со всей внешней поверхности. Однако принято называть, подчеркивая величину основного теплового потока, панели приставные или подвесные панелями с **односторонней теплоотдачей,** панели, встроенные в перекрытия или имеющие конвективный канал (см. рис. 11.10, *б, в),* панелями с **двусторонней теплоотдачей.** Фактически же для любой отопительной панели следует рассчитывать теплопередачу в обе стороны.

Для панели с односторонней теплоотдачей общая теплопередача складывается из основного теплового потока с лицевой поверхности, направленного в отапливаемое помещение, - **лицевой теплоотдачи** $Q_{лиц}$ и дополнительного тыльного теплового потока, направленного, например, для приставных стеновых панелей, наружу, - **тыльной теплоотдачи** $Q_{тыл}$ (рис. 11.14):

$$Q_п = Q_{лиц} + Q_{тыл}. \qquad (11.30)$$

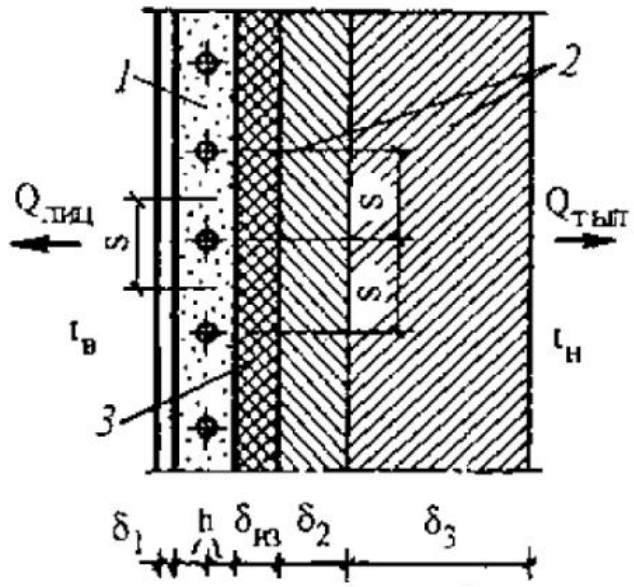

Рис. 11.14. Разрез наружного ограждения с приставной бетонной отопительной панелью: *1* - отопительная панель с односторонней теплоотдачей; *2* - слои наружного ограждения; *3* - тепловая изоляция

Для панели с двусторонней теплоотдачей второе слагаемое в уравнении (11.30) выражает теплопередачу в соседнее помещение или в конвективный канал. Например, для напольно-потолочной панели

$$Q_п = Q_{пл} + Q_{пт}; \qquad (11.30, а)$$

при теплопередаче в конвективный канал (приблизительно)

$$Q_п = 1,7Q_{лиц}. \qquad (11.30, б)$$

При расчетах теплоотдачи **тонких** отопительных панелей (толщиной до 0,06 м) определяют (см. § 11.7) среднюю избыточную температуру их поверхности. Зная избыточную температуру и коэффициент теплообмена на поверхности панели, находят удельный тепловой поток, поступающий от панели в помещение.

При практических расчетах лицевой и тыльной теплоотдачи **утолщенных** отопительных панелей (толщиной 0,06 м и более) применяют способ, основанный на расчете теплопередачи 1 м каждой греющей трубы.

Лицевая теплоотдача бетонной отопительной панели по этому способу рассматривается как слагающаяся из теплопередачи отдельных греющих труб, различным образом расположенных в панели. На рис. 11.2 отмечено различие в положении труб, отражающееся на их теплопередаче: трубы названы средними, крайними и одиночными. Наиболее интенсивна теплоотдача одиночных труб, теплоотдача крайних и особенно средних труб тормозится взаимным прогреванием бетонного массива соседними трубами.

Если известна теплопередача 1 м трубы, то лицевая теплоотдача отопительной панели составит

$$Q_{лиц} = q_{ср}l_{ср} + q_{кр}l_{кр} + q_{од}l_{од}, \qquad (11.31)$$

где $q_{ср}$, $q_{Кр}$, $q_{од}$ - теплопередача 1 м средних, крайних и одиночных труб в бетонном массиве; 1ср, 1кр, 1ОД - длина соответствующих труб в панели, м.

Лицевую теплоотдачу 1 м трубы $q_{лиц}$, Вт/м, определяют с учетом термического сопротивления отдельных слоев в конструкции панели и ограждения, отделяющих теплоноситель с температурой $t_г$ от помещения:

$$q_{лиц} = (t_т - t_п)/R_{лиц}, \qquad (11.32)$$

где $t_п$ - температура помещения; $R_{лиц} = R_в + R_{ст} + R_м + \Sigma R_i + R_н$ - общее сопротивление теплопередаче от теплоносителя в помещение.

Сопротивление теплопередаче находят по общей для всех отопительных приборов формуле (4.7). Особенность заключается в увеличенном термическом сопротивлении массива бетона, как отмечалось в гл. 4, по сравнению с сопротивлением чугунной или стальной стенки прибора. Добавочные слои конструкции панели и ограждения являются также дополнительным термическим сопротивлением.

В формуле (11.32) все сопротивления: теплообмену на внутренней поверхности трубы $R_в$, термические стенки трубы $R_в$, массива бетона $R_{ст}$, добавочных слоев r_i и теплообмену на внешней поверхности панели $R_н$ относятся к 1 м трубы. Поэтому при их определении учитывают площадь поверхности теплообмена на длине 1 м, а результат выражают в м·°С/Вт.

Сопротивление теплообмену на внутренней поверхности 1 м трубы с учетом формулы (4.8) составляет

$$R_в = 1 / (\alpha_в A_в), \qquad (11.33)$$

где $A_в$ - площадь внутренней поверхности теплообмена 1 м трубы. При внутреннем диаметре трубы $d_В$ для панелей с односторонней теплоотдачей $A_в = \pi d_в$, с двусторонней $A_в = 0{,}5\pi d_в$, $м^2/м$.

Термическое сопротивление стенки 1 м трубы с учетом формулы (4.9)

$$R_{ст} = \delta_{ст} / (\lambda_{ст} A_{ст}), \qquad (11.34)$$

где $\delta_{ст}$ - толщина стенки трубы; $\lambda_{ст}$ - теплопроводность материала стенки; $A_{ст}$ -средняя площадь стенки 1 м трубы. При наружном диаметре трубы $d_Н$ для панелей с односторонней теплоотдачей $A_{ст} = 0{,}5\pi(d_в + d_н)$, с двусторонней $A_{ст} = 0{,}25\pi \bullet d_В + d_Н)$,$м^2/м$.

Термическое сопротивление массива бетона с учетом формулы (4.10)

$$R_м = R'_м / \lambda_м, \qquad (11.35)$$

где $R'_м$ - термическое сопротивление массива бетона при его теплопроводности, равной 1,0 (это сопротивление зависит от расположения греющих труб в бетоне - см. рис. 4.15); $А._м$ - действительное значение теплопроводности массива бетона.

Термическое сопротивление добавочных слоев панели (на рис. 11.14 изображен один добавочный слой толщиной δ_1 вычисляется по формуле

$$\sum R_i = (1 / s)\sum(\delta_i / \lambda_i), \qquad (11.36)$$

где s - площадь внешней поверхности, приходящаяся на 1 м длины трубы (численно равна шагу укладки греющих труб, см. рис. 11.14), $м^2/м$.

Наконец, сопротивление теплообмену на внешней поверхности панели

$$R_н = 1 / (\alpha_н s), \qquad (11.37)$$

где $\alpha_н$ - коэффициент внешнего теплообмена, определяемый как сумма лучистой и конвективной составляющей наружного теплообмена: $\alpha_н = \alpha_{н.л} + \alpha_{н.к}$.

Для одиночных греющих труб в бетоне считают, что теплоотдающая поверхность составляет полосу шириной 0,4 м.

Пример 11.4. Определим лицевую теплоотдачу I м средних пластмассовых труб диаметром 18×2,7 мм, заделанных с шагом 0,08 м в бетонную стеновую панель толщиной 0,08 м с односторонней теплоотдачей, если расход воды 30 кг/ч и разность температуры $t_г$-$t_в$= 65 °С. Панель оклеена обоями толщиной 0,002 м. Теплопроводность: бетона 1,37, пластмассы 0,815, бумаги 0,175 Вт/(м·°С).

Сопротивление теплообмену на внутренней поверхности трубы при $d_В$=12,6 мм находим по рис. 4:13 - $R_в$=0,043 м·°С/Вт.

Термическое сопротивление стенки стеклянной трубы длиной 1 м по формуле (И.34)

$$R_{ст} = 0,0027 / (0,815 \cdot 0,5 \cdot 3,14(0,0126 + 0,018)) = 0,069 \text{ м}\cdot°\text{С/Вт}.$$

Термическое сопротивление массива бетона определяем при h = 0,08 / 2 = 0,04 м, $h/d_н$ = 0,04 / 0,018 = 2,22 и $s/d_н$

Действительное сопротивление, отнесенной к 1 м трубы, находим по формуле (П.35)

$$R_м = 0,56 / 1,37 = 0,409 \text{ м}\cdot°\text{С/Вт}.$$

Термическое сопротивление слоя бумаги (обоев) вычисляем по формуле (11.36)

$$R_б = 0,002 / (0,08 \cdot 0,175) = 0,143 \text{ м}\cdot°\text{С/Вт}.$$

Определяем предварительное значение сопротивления теплообмену на внешней поверхности панели по формуле (11.37), принимая $\alpha_н$=11,6 Вт/(м2·°С) в соответствии с примечанием к формуле (11.29)

$$R'_н = 1 / (11,6 \cdot 0,08) = 1,078 \text{ м}\cdot°\text{С/Вт}.$$

Находим избыточную температуру лицевой поверхности панели (разность температуры поверхности панели и помещения)

$$\Delta\tau_л = R'_н(t_т - t_п) / (R_в + R_{ст} + R_м + R_б + R'_н) =$$

$$= 1,078 \cdot 65 / (0,043 + 0,069 + 0,409 + 0,143 + 1,078) = 40,2 \text{ °С}.$$

Рассчитываем действительные значения коэффициента н при полученной избыточной температуре (см. формулы (11.14), (11.1.5) и пояснения к ним, а также пример 11.2)

$$\alpha_н = 5,1 \cdot 1,2 + 1,66 \cdot 40,2^{1/3} = 11,8 \text{ Вт}/(\text{м}^2\cdot°\text{С})$$

и сопротивления теплообмену по формуле (11.37)

$$R_н = 1 / (11,8 \cdot 0,08) = 1,059 \text{ м}\cdot°\text{С/Вт}.$$

Определяем лицевую теплоотдачу 1 м средней пластмассовой трубы в бетонной панели по формуле (11.32)

$$q_{лиц} = 65 / (0{,}043+0{,}069+0{,}409+0{,}143+1{,}059) = 37{,}7 \text{ Вт/м}.$$

Тыльная теплоотдача бетонной отопительной панели в наружный воздух, так же как и лицевая теплоотдача, складывается из теплопередачи отдельных греющих труб, т.е. определяется по формуле (11.31).

Тыльную теплоотдачу 1 м трубы приставной, подвесной или совмещенной панели $q_{тыл}$, Вт/м, находят с учетом термического сопротивления не только слоев панели, но и слоев конструкции наружного ограждения, отделяющих панель от наружного воздуха, по формуле

$$q_{тыл} = (t_т - t_н) / (R_{тыл} + R_{из}), \qquad (11.38)$$

где $t_н$ - расчетная температура наружного воздуха; $R_{тыл} = R_в + r_{ст} + R_м + \Sigma R_i + r_h$ - общее сопротивление теплопередаче от теплоносителя в наружный воздух, отнесенное к 1 м трубы, м·°С/Вт; $R_{из}$ - термическое сопротивление дополнительного слоя тепловой изоляции для уменьшения теплопотерь через наружное ограждение (см. рис. 11.14).

Сопротивления теплообмену на внутренней поверхности трубы $R_в$, термические стенки трубы $R_{ст}$ и массива бетона $R_М$ вычисляют как для панели с двусторонней теплоотдачей. Поэтому при определении тыльной теплоотдачи формула (11.33) записывается в виде

$$R_в = 2 / (\alpha_в \pi d_в), \qquad (11.33, а)$$

а формула (11.34) принимает вид

$$R_{ст} = 4\delta_{ст} / (\lambda_{ст}\pi(d_в + d_н)). \qquad (11.34, а)$$

Тыльная теплоотдача в большей степени, чем лицевая, зависит от термического сопротивления слоев ограждающей конструкции (на рис 11.14 изображены два слоя толщиной δ_2 и δ_3). Тепловая изоляция увеличивает это сопротивление. Все же тыльная теплоотдача по площади панели может быть больше основных теплопотерь через наружное ограждение той же площади при отсутствии панели. Если считать возмещение этих теплопотерь полезной теплоотдачей панели, то дальнейшее возрастание тыльной теплоотдачи панели будет связано с бесполезной затратой тепловой энергии.

Установим, что полезная теплоотдача через наружное ограждение площадью s, м^2, имеющее коэффициент теплопередачи $k_{огр}$, равна $k_{огр}s(t_п - t_Н)$. Тогда бесполезная дополнительная теплоотдача через наружное ограждение, связанная с установкой отопительной панели, в расчете на 1 м длины греющей трубы панели составит

$$q_{доп} = q_{тыл} - k_{огр}s(t_п - t_н). \qquad (11.39)$$

Чтобы свести дополнительную бесполезную теплоотдачу к нулю, следует по уравнению (11.39) приравнять тыльную теплоотдачу 1 м трубы основным теплопотерям через наружное ограждение, подсчитанным обычным путем

$$q_{тыл} = k_{огр}s(t_п - t_н)$$

или

$$q_{тыл} = s(t_п - t_н) / R_{огр}.$$

Подставляя это значение qтыл в формулу (11.38), получим.

$$s(t_п - t_н) / R_{огр} = (t_т - t_н) / (R_{тыл} + R_{из}).$$

Отсюда найдем необходимое термическое сопротивление тепловой изоляции $R_{из}$, м·°С/Вт, помещаемой за панелью,

$$R_{из} = (R_{огр} / s)((t_т - t_н) / (t_п - t_н)) - R_{тыл} \qquad (11.40)$$

и толщину слоя $\delta_{из}$, м, этой тепловой изоляции

$$\delta_и = R_{из}\lambda_{из}s. \qquad (11.41)$$

Расчетами установлено, что для уменьшения тыльной теплоотдачи отопительных панелей (считая, что дополнительные теплопотери помещений не должны превышать 10 % основных) термическое сопротивление запанельных участков наружных ограждений в средней полосе России следует увеличивать не менее чем до 2 м·°С/Вт. Это значение термического сопротивления относится к приставным стеновым панелям. Оно должно быть еще более увеличено при напольных панелях в нижнем этаже и потолочных в верхнем этаже зданий.

Пример 11.5. Определим общую теплоотдачу подоконной бетонной отопительной панели и толщину слоя тепловой изоляции при условии исключения дополнительных (бесполезных) теплопотерь, если сопротивление теплопередаче наружной стены $R_{нс}$=0,95м·°С/Вт, теплопроводность тепловой изоляции $\lambda_{из}$=0,07Вт/(м·°С). Приставная панель площадью $A_п$=1,6 м^2 имеет 14,3 м средних греющих пластмассовых труб и 5,8 м крайних труб, расположенных с шагом s=80 мм. Расчетная температура: теплоносителя $t_г$=85 °С, внутреннего воздуха $t_в$=20 °С, наружного воздуха $t_Н$= -26 °С.

Принимаем лицевую теплоотдачу 1 м средних труб по расчету в примере 11.4 равной 37,7 Вт/м.

Определяем лицевую теплоотдачу 1 м крайних труб по отдельному расчету в количестве 73,5 Вт/м.

Вычисляем лицевую теплоотдачу всей отопительной панели по формуле (11.31)

$$Q_{лиц} = q_{ср}l_{ср} + q_{кр}l_{кр} = 37,7 \cdot 14,3 + 73,5 \cdot 5,8 = 965 \text{ Вт}.$$

Находим тыльную теплоотдачу отопительной панели, которая по условию должна быть равна основным теплопотерям через наружную стену

$$Q_{тыл} = A_п(t_в - t_н) / R_{нс} = 1,6(20 - (-26)) / 0,95 = 77 \text{ Вт}.$$

Определяем общую полезную теплоотдачу отопительной панели по формуле (11.30)

$$Q_п = 965 + 77 = 1042 \text{ Вт}.$$

Рассчитываем сопротивление тыльной теплопередаче от теплоносителя в наружный воздух, отнесенное к 1 м средней трубы, с учетом результатов расчетов в примере 11.4 и формул (11.33, *а*) и (11.34, *а*)

$$R_{тыл} = R_в + R_{ст} + R_м + \sum R_i + R_н =$$

$$= 2 \cdot 0,043 + 2 \cdot 0,069 + 0,409 + ((0,95 - ((1 / 8,7) + (1 / 23))) / 0,08) + (1 / (23 \cdot 0,08)) =$$

$$11,07 \text{ м·°С/Вт}.$$

Вычисляем термическое сопротивление слоя тепловой изоляции по формуле (11.40)

$$R_{из} = (0,95 / 0,08)((85 - (-26)) / (20 - (-26))) - 11,07 = 17,58 \text{ м·°С/Вт}.$$

Определяем толщину запанельного слоя тепловой изоляции по формуле (11.41)

$$\delta_{из} = 17,58 \cdot 0,07 \cdot 0,08 \approx 0,1 \text{ м}.$$

§ 11.9. Особенности проектирования системы панельного отопления

Проектирование системы отопления с бетонными панелями начинается с выбора вида панелей и мест их расположения в помещениях. Отопительные панели в помещениях с увеличенной площадью остекления целесообразно для уменьшения радиационного охлажде-

ния людей и локализации потоков холодного воздуха размещать, как уже сказано, под световыми проемами или в узкой полосе пола, прилегающей к наружным ограждениям.

Если в помещении должна обогреваться только часть пола или потолка, то отопительную панель следует располагать в виде полосы по периметру помещения.

Установив тепловую мощность и температуру поверхности панелей, рассчитывают их предварительную площадь. После проверки выполнения условий температурного комфорта уточняют теплопотери через ограждающие конструкции характерных помещений.

Затем выбирают необходимое количество типоразмеров отопительных панелей. Тип бетонной панели определяется числом параллельных (средних и двух крайних) труб, размер - длиной панели (например, типоразмер панели, обозначенный П-6-1,6, имеет шесть параллельных труб, длина панели 1,6 м). Рекомендуется ограничивать число типов панелей в здании двумя-тремя при общем числе типоразмеров четыре-шесть.

Для выбора типоразмеров панелей значения их предварительной площади (теплопотери всех помещений) объединяют в группы. Средняя величина теплопотерь в пределах каждой группы не должна отличаться более чем на 15 % от аналогичной величины в соседних группах, а теплопередача панелей, предназначенных для каждого помещения, на +10 и -5 % расчетных теплопотерь (например, отопительную панель с полезной теплоотдачей 700 Вт можно устанавливать в помещениях с теплопотерями 637...737 Вт).

Как уже известно, температура поверхности бетона значительно ниже температуры труб. Возникающее различие в удлинении вызывает растяжение бетона. Для предотвращения образования трещин в бетоне расстояние между трубами панелей не должно быть слишком большим. В частности, для стеновых панелей оптимальным с учетом также экономических показателей считается шаг труб, равный 100...150 мм.

Площадь отдельных напольно-потолочных панелей желательно принимать до 10...15 $м^2$ при длине не более 5 м, исходя из удобства транспортирования и размещения панелей в помещениях.

После выбора параметров теплоносителя (как правило, теплоносителя воды) в трубах панелей в зависимости от принятой схемы системы отопления проводят окончательные конструирование и расчет теплопередачи панелей с уточнением принятого размещения их в помещениях. Детальную разработку панелей выполняют с расчетом заложенной в них несущей арматуры. Бетонные отопительные панели включают в общую номенклатуру изделий для сооружения здания.

При проектировании системы отопления с теплоносителем водой обращают внимание на обеспечение полного удаления воздуха из панелей, особенно горизонтальных, что достигается при совпадении направлений движения воды и воздуха в трубах панелей.

Завершается проектирование панельного отопления гидравлическим расчетом труб с учетом длины, изгибов и соединений нагревательных элементов панелей. Тепловую нагрузку панелей принимают с учетом бесполезных дополнительных теплопотерь через наружные ограждения, если они имеются.

КОНТРОЛЬНЫЕ ЗАДАНИЯ И УПРАЖНЕНИЯ

1. Обоснуйте возможность понижения температуры воздуха в помещении при лучистом отоплении по сравнению с температурой воздуха при конвективном отоплении.
2. В чем отличие радиационной температуры помещения, вычисленной относительно человека, находящегося посередине помещения, и относительно отопительной панели?
3. Установите закономерность изменения среднего значения коэффициента конвективного теплообмена на поверхности стеновой отопительной панели при изменении ее высоты.
4. Составьте систему алгебраических уравнений теплового баланса для трех групп поверхностей в помещении (теплотеряющих, адиабатных и теплоотдающих).
5. Дайте критическую оценку приведенным в главе 11 способам расчета теплообмена в помещении при помощи одного уравнения теплового баланса.
6. Сопоставьте коэффициенты теплопередачи греющих труб одинакового диаметра: открыто проложенных в помещении и замоноличенных в бетон.
7. Выведите формулу (11.22).
8. Проведите реферативное исследование применения неметаллических нагревательных элементов в бетонных отопительных панелях.
9. Напишите формулу для определения неполного коэффициента теплопередачи через дополнительные слои материалов, прилегающие к тыльной стороне бетонной отопительной панели.
10. Составьте, используя дополнительную литературу, систему уравнений для определения температуры в заданных точках поверхности бетонной отопительной панели.

РАЗДЕЛ 5. СИСТЕМЫ МЕСТНОГО ОТОПЛЕНИЯ

ГЛАВА 12. ПЕЧНОЕ ОТОПЛЕНИЕ

§ 12.1. 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 теплоподачи в помещение характеризуют коэффициентом неравномерности теплопередачи печи М [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 теплоподачи 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 потощать теплоту, тем выше его теплоустойчивость. Достаточно теплоустойчивым считают помещение, в котором при неравномерно передающей теплоту отопительной печи обеспечиваются колебания температуры воздуха в пределах ±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^2. 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. Потоки воздуха, нагревающегося у поверхности печи, поднимаются к потолку помещения. Потоки воздуха, охлаждающегося у поверхности наружных ограждений, опускаются к полу. В помещении устанавливается циркуляция воздуха, показанная на рис. 12.1. В результате охлажденный воздух перемещается вдоль пола в сторону печи, нарушая нормальное самочувствие людей, находящихся в помещении.

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.

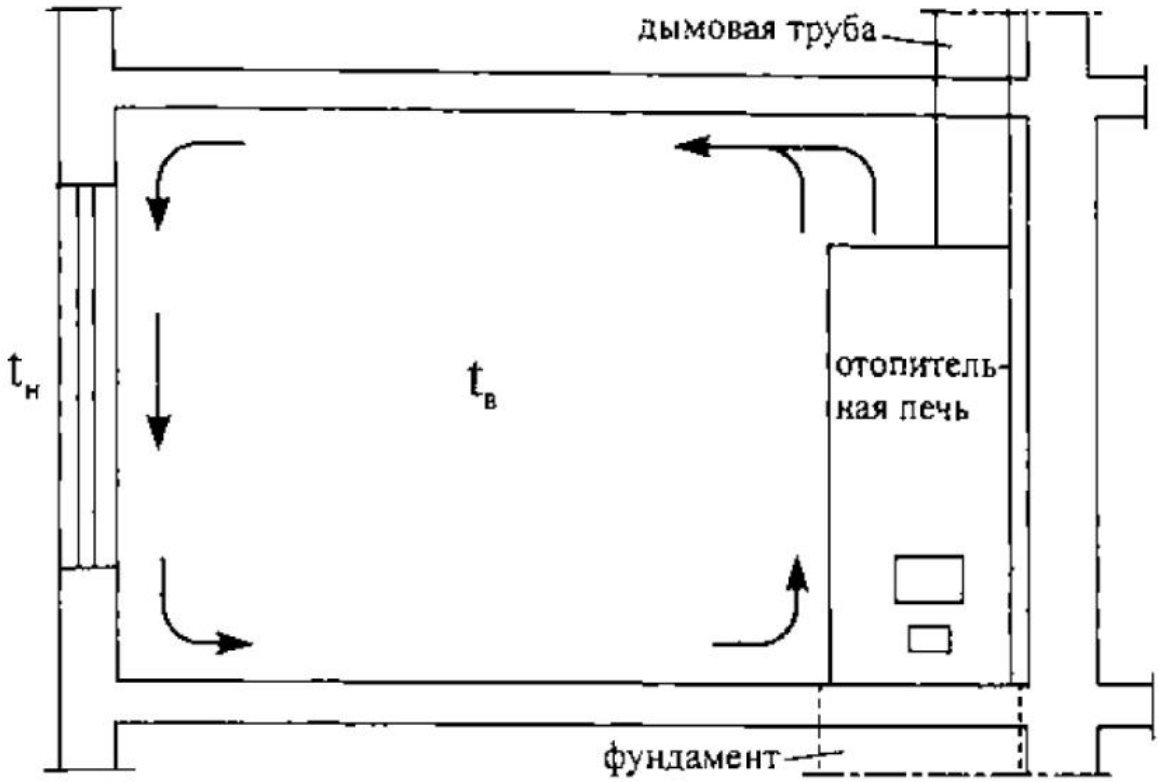

Рис. 12.1. Направление движения воздуха в помещении при расположении отопительной печи у внутренней стены

§ 12.2. Общее описание отопительных печей

Печи предназначаются 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 ±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 (§ 13.2) 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 обогревания нижней зоны отапливаемых помещений печи (особенно расположенные у внутренних стен) часто делают с подтопочным дымооборотом, что обеспечивает усиленный прогрев нижней их части.

§ 12.3. 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 °С температуру воздуха в помещении. Период времени от конца одной топки до начала другой называется **сроком остывания печи.**

По теплоемкости печи делят на **теплоемкие и не теплоемкие.** Понятие о сроке остывания относится к теплоемким печам, так как не теплоемкие 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 потребуется 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 М. Активным объемом называют

объем нагревающегося 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 $м^3$ и более, относят к теплоемким. При активном объеме менее 0,2 $м^3$ печи считают не теплоемкими. Теплоемкие печи применяют для отопления жилых и общественных зданий, не теплоемкие - 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. 12.2): - с движением газов по каналам, соединенным последовательно: однооборотные (рис. 12.2, *а)* с одним подъемным каналом, двухоборотные (рис. 12.2, *б)* с двумя подъемными каналами и многооборотные с восходящим движением газов (рис. 12.2, *в)* по нескольким подъемным каналам; - с движением газов по каналам, соединенным параллельно: однооборотные (рис. 12.2, г) и двухоборотные (рис. 12.2, д); - со свободным движением газов: бесканальные (колпаковые) (рис. 12.2, *е, ж);* - с движением газов по комбинированной системе каналов с нижним прогревом (с подтопочным дымооборотом): последовательных (рис. 12.2, *з, и*), параллельных (рис. 12.2, *к, л*) и с бесканальной надтопочной частью (рис. 12.2, *м*); - с движением газов по каналам, соединенным последовательно вокруг тепловоздушных камер (рис. 12.2, *и*).

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 внутристенные каналы, через насадные и коренные дымовые трубы. Внутристенные 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. 12.1). 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 пе-

чей имеют теплотехнические характеристики, полученные на основе лабораторных испытаний.

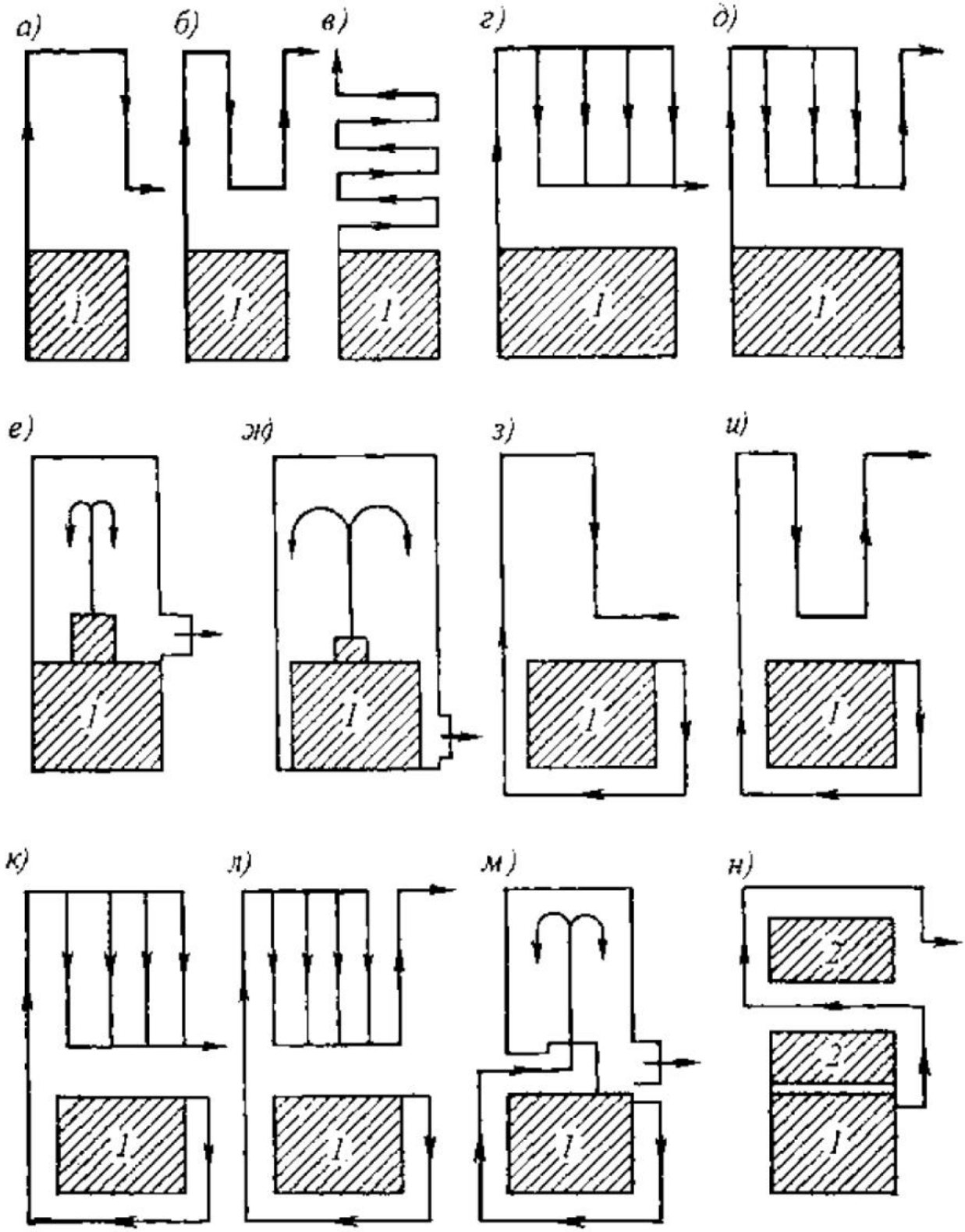

Рис. 12.2. Схемы движения дымовых газов в отопительных печах: *1* - топливник; *2* - тепловоздушная камера

§ 12.4. Конструирование и расчет топливников теплоемких печей

Топливники печей представляют собой камеры, в которые для горения топлива подводится воздух, где поддерживается высокая температура, и откуда отводятся нагретые продукты сгорания. При этом имеют место частичная тепловая аккумуляция в массиве топок и теплопередача через их стенки в помещения. Топливники должны обеспечивать получение расчетных количеств теплоты, создавать условия для наиболее полного сжигания топлива (с КПД не менее 90 %) и регулирования интенсивности горения, обеспечивать удобство и безопасность эксплуатации.

Топочные процессы горения аналогичны процессам, рассматриваемым в дисциплине "Теплогенерирующие установки". При конструировании топливников и их тепловом расчете ориентируются на усредненные параметры выбранного вида топлива, причем исходят из его низшей теплоты сгорания $Q^{p}_{нр}$, кДж/кг.

Топливники печей подразделяют на **слоевые** (горение в основном в слое твердого топлива) и **факельные** (горение газообразного топлива, опилок, лузги и другого пылевидного топлива во взвешенном состоянии).

В зависимости от вида применяемого топлива различают топливники для сжигания дров, бурого и каменного угля, антрацита, торфа, горючих сланцев, а также соломы, лузги, шелухи, опилок, кизяка и других местных горючих веществ.

Рассмотрим конструкции топливников наиболее распространенных теплоемких печей, предназначенных для сжигания твердого топлива (рис. 12.3).

Топливники старой конструкции **для сжигания дров** делали **с глухим подом** (рис. 12.3, *а).* Дрова, лежащие на поде, плохо омывались воздухом, поступавшим только через открытую топочную дверцу. Поэтому значительная часть воздуха не участвовала в процессе горения топлива и охлаждала топочное пространство. Избыток воздуха достигал большой величины. КПД топливника с глухим подом не превышал 35 %.

На рис. 12.3, *б* представлен топливник для сжигания дров **с колосниковой решеткой.** Воздух через поддувало снизу довольно равномерно пронизывает весь слой горизонтально уложенных поленьев. Избыток воздуха уменьшается, повышается температура горения, в результате увеличивается КПД топливника. Топливник делают сравнительно высоким для дожигания летучих веществ топлива. На рисунке изображен топливник печи с нижним прогревом: продукты горения из топки сначала опускаются в подтопочный канал и лишь затем поднимаются в надтопочную часть печи. Топливники тепловой мощностью более 3000 Вт футеруют изнутри огнеупорным или тугоплавким кирпичом.

Топливник для сжигания каменного угля (рис. 12.3, *в)* оборудуют колосниковой решеткой с увеличенной площадью живого сечения (для горения требуется большее количество воздуха, чем для дров). Толщина слоя угля доходит до 200 мм, поэтому колосниковую решетку несколько опускают по отношению к низу загрузочной дверцы. Выход летучих веществ при горении угля небольшой, и высоту топливника делают несколько меньшей, чем при сжигании дров.

При сжигании бурого угля, топлива, имеющего высокую зольность (12 % и более), необходимо увеличивать размеры зольника. Топливник для сжигания антрацита (рис. 12.3, г) устраивают с неглубокой шахтой, в основании которой помещают колосниковую решетку увеличенной площади. Это способствует образованию слоя топлива, в котором развивает-

ся высокая температура. Антрацит горит с малым выходом летучих веществ, поэтому объем топливника значительно сокращается по сравнению с его объемом при сжигании дров.

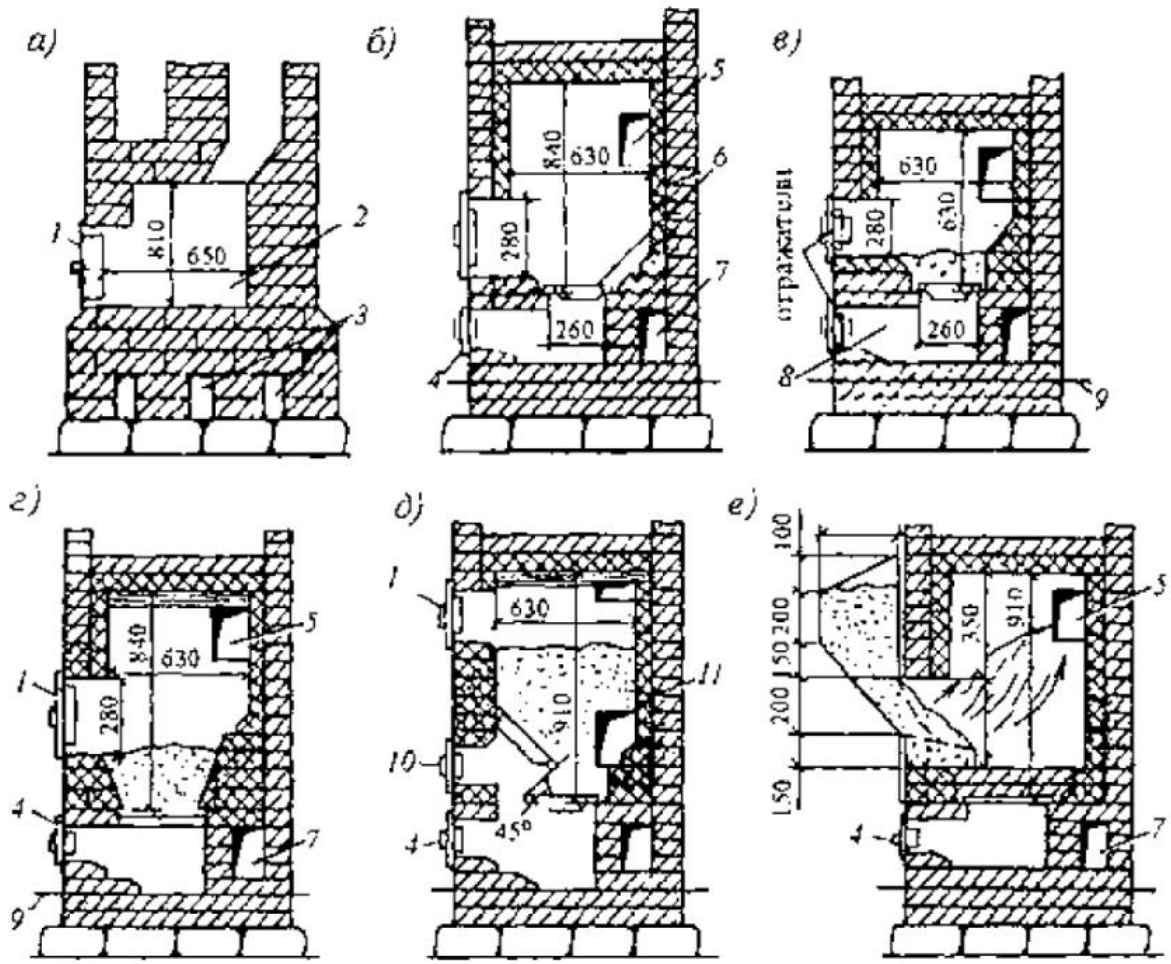

Рис. 12.3. Конструкции печных топливников: *а* - с глухим подом; *б* - с колосниковой решеткой для сжигания дров; *в* - то же каменного угля; *г* - то же антрацита; *д* - то же влажного торфа; *е* - с бункером для сжигания местных горючих веществ; *1* - топочная дверца; *2* - под топки; *3* - шанцы; *4* - поддувальная дверца; *5* - проем для отвода продуктов сгорания топлива; *6* - колосниковая решетка; *7* - подтопочный канал для нижнего прогрева печи; *8* - поддувало и зольник; *9* - гидроизоляция; *10* - шуровочная дверца; *11* - футеровка

Для сжигания влажного торфа (рис. 12.3, *д)* применяют полушахтный топливник, имеющий наклонную и горизонтальную колосниковые решетки. В передней стенке топливника помещают третью дверцу - шуровочную. На наклонной решетке торф подсушивается. Выделяющийся в процессе сушки водяной пар отводится через паровыпускную щель в верхней части топки. Сгорание высушенного сползающего торфа происходит на горизонтальной решетке.

Подобным же образом устраивают топливники для сжигания кизяка.

Топливник для сжигания соломы, опилок, подсолнечной лузги (рис. 12.3, *ё)* дополняется наружным бункером для топлива. Под бункером помещается стальной конус с отверстиями диаметром 6 мм для подвода воздуха к топливу, поступающему в топку. Частички топлива подхватываются струями воздуха и сгорают налету. Дополнительный воздух может подаваться через щели в поде с регулированием при помощи поддувальной дверцы.

Сжигание твердого топлива в топливниках теплоемких печей происходит при нестационарном режиме горения. **Тепловой расчет топливников** выполняют для основного периода интенсивного горения топлива, хотя при горении топлива наблюдаются начальный период, когда температура в топке нарастает, и завершающий период, когда температура понижается.

Размеры топливника определяют в зависимости от тепловой мощности печи и удельного теплового напряжения объема топки (Прил. 1), допустимого для выбранного вида топлива.

Расход топлива G, кг, за время одной топки печи

$$G = 3{,}6Q_п(m + n) / (Q^p_н \eta_п), \qquad (12.1)$$

где $Q_п$ - расчетные теплопотери, Вт, отапливаемых печью помещений или, что то же, тепловая мощность печи; m, n - соответственно, продолжительность топки и срок остывания печи, ч (для основных видов топлива продолжительность топки печи m может быть принята по табл. 12.1); qp_h - низшая теплота сгорания топлива, кДж/кг (см. Прил. I); $\eta_п$ - КПД печи (для печей с колосниковой решеткой при сжигании антрацита $\eta_п$=0,75, при сжигании топлива других видов - 0,7, для печей с глухим подом - 0,35).

Таблица 12.1. Средняя продолжительность топки теплоемких пеней умеренного прогрева

Топливо	Значение m, ч, при тепловой мощности печи $Q_п$, Вт			
	менее 1750	1750...3500	3500...6000	более 6000
Дрова	1	1,25	1,6	2
Каменный уголь	1,5	1,9	2,4	3
Антрацит	2	2,5	3,2	4

Затем, зная количество загружаемого в печь топлива, определяют **площадь ее пода** $A_{под}$, $м^2$:

$$A_{под} = G / (\rho h_{сл}), \qquad (12.2)$$

где ρ - плотность топлива, $кг/м^3$; $h_{сл}$ - толщина слоя топлива, м. Средние значения двух последних величин приведены в Прил. 1.

При использовании типового проекта печи площадь пода не рассчитывают, а принимают по чертежам, и сразу переходят к уточнению высоты топливника.

Площадь колосниковой решетки, размещаемой в пределах пода $A_{к.р}$, $м^2$, вычисляют по формуле

$$A_{к.р} = G / (mB_р), \qquad (12.3)$$

где $B_р$ - допустимое удельное напряжение колосниковой решетки, кг/(ч·м^2), средние значения которого даны в Прил. 1.

Размеры пода и колосниковой решетки выбирают в зависимости от размеров кирпича или блоков, из которых сложена печь.

Далее находят или уточняют (имея типовые чертежи) **высоту топливника** печи. Топливник по высоте должен вмещать слой топлива необходимой толщины и иметь свободное пространство над этим слоем. Объем свободного пространства должен быть тем больше, чем выше содержание в топливе летучих веществ.

Высоту топливника 1ц м, определяют, используя зависимость удельного теплового напряжения объема топливника $Q_г/V_г$ Вт/м^3, от вида топлива:

$$h_т = GQ^р_н\eta_т / (3{,}6mA_{под}(Q_т / V_т)), \qquad (12.4)$$

где $\eta_т$ - КПД топливника, учитывающий неполное сгорание и провал в зольник части топлива (принимают при колосниковой решетке равным 0,9, при глухом поде -0,7); m - продолжительность топки, ч (см. табл. 12.1); $Q_т/V_Т$ - допустимое удельное тепловое напряжение объема топливника, Вт/м^3 (Прил. 1).

Высоту топливника, полученную по формуле (12.4), округляют, ориентируясь при кирпичных печах на целое число рядов уложенного плашмя кирпича (толщина одного ряда 70 мм), при блочных печах - на целое число блоков. При этом для поддержания высокого КПД топки фактическое удельное тепловое напряжение объема топливника не должно отличаться от принятого более, чем на 15 %.

Наконец, рассчитывают площадь поддувального отверстия $A_{п.о}$, м^2

$$A_{п.о} = GL_0(1 + (t_в / 273)) / (3600mv), \qquad (12.5)$$

где L_0 - объем воздуха, практически необходимого при его температуре О °С и нормальном атмосферном давлении для сжигания 1 кг топлива, м^3/кг (Прил. 1); $t_В$ - температура воздуха в помещении, °С; v - скорость движения воздуха в живом сечении поддувального отверстия, принимаемая равной 1.. .2 м/с.

§ 12.5. Конструирование и расчет газоходов теплоемких печей

Горячие дымовые газы поступают под действием естественной тяги из топливника в газоходы печи. Газоходы, как видно из классификации печей, представляют собой разветвленную систему дымооборотов, внутренние поверхности которых, непосредственно омываемые дымовыми газами, являются **тепловоспринимающими.**

Газоходы конструируют таким образом, чтобы за счет теплообмена на тепловоспринимающих поверхностях температура дымовых газов понижалась до 110... 130 °С, т.е. до уровня, ниже которого возможны недопустимые явления: конденсация водяного пара и интенсивное выпадение сажи.

В помещение теплота передается при теплообмене на наружных теплоотдающих поверхностях печи. **Теплоотдающими** называют наружные поверхности газоходов, омываемые с внутренней стороны дымовыми газами, а с наружной - воздухом помещения. Наружную поверхность перекрыши считают теплоотдающей, если ее толщина меньше 210 мм, а высота печи не превышает 2100 мм.

Теплоотдающие поверхности печи могут быть открытыми, обращенными в отступку (полость между стеной помещения и поверхностью печи) или в тепловоздушную камеру. Теплоотдача в открытую с двух сторон широкую (шириной 130 мм и более) отступку отличается незначительно от теплоотдачи с открытой поверхности печи. При закрытой по бокам отступке теплоотдача с поверхности выходящей .в отступку стенки печи заметно уменьшается (на 25...50 %). При конструировании теплоемких печей придерживаются следующих общих правил:

площадь теплоотдающих поверхностей должна соответствовать площади тепловоспринимающих;

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

объем массива должен быть достаточен для поддержания заданного теплового режима помещений.

При конструировании **печей с последовательными дымооборотами** (см. рис. 12.2, *а*, *б)* число оборотов ограничивают. В старых многооборотных печах (см. рис. 12.2, *в)* наблюдался неравномерный прогрев газоходов, вызывавший появление трещин в кладке. Вследствие повышения потерь давления в печах приходилось увеличивать высоту дымовых труб. Также увеличенным было число мест, где скапливалась сажа.

Последовательные дымообороты делают преимущественно вертикальными, а не горизонтальными, избегая явления подогрева нижних стенок горизонтальных каналов, что приводит к понижению КПД печей.

Печи с паралельными дымооборотами введены в практику русским архитектором И, И. Свиязевым (см. рис. 12.2, *г, д*). При их конструировании подъемный канал предусматривают одиночным, опускных каналов устраивают несколько. Кроме того, каналы прокладывают с попутным движением дымовых газов, в результате чего обеспечиваются равномерность распределения газов по спускным каналам (и их прогревания), а также саморегулирование этого распределения. Напротив, равномерность прогревания нарушается, если параллельные каналы сделать подъемными или с тупиковым движением газов в них.

Преимуществами печей с параллельными дымооборотами являются уменьшение потерь давления в газоходах, увеличение теплоаккумулирующего массива.

Для устранения недостатка таких печей - перегревания их верхней зоны - предусматривают направление наиболее горячих газов из топливника в подтопочный канал, т.е. печи устраивают с нижним прогревом.

Бесканальные (колпаковые) печи разработаны русским инженером В.Е. Грум-Гржимайло (см. рис. 12.2, *е, ж).* В надтопочной части такой печи газоходы отсутствуют.

Горячие газы из топливника поднимаются в виде активной центральной струи. Дойдя до перекрыши печи и далее, соприкасаясь с тепловоспринимающей поверхностью стенок, газы охлаждаются и, утяжеляясь, опускаются вниз. При этом газы частично подмешиваются к восходящей струе, частично внизу удаляются из печи в дымовой канал. Для увеличения массива внутрь печи вводят контрфорсы - устраивают колодцевую кладку.

Основными достоинствами бесканальных печей являются простота конструкции, высокая теплоотдача вследствие повышения КПД, незначительные потери давления. К недостаткам их (помимо общих) относится перегрев верхней части, а следовательно, верхней зоны помещений. Для уменьшения перегрева устраивают комбинированные газоходы - перед колпаками газы пропускают через подтопочный канал (см. рис. 12.2, *м).*

Теплоаэродинамический расчет газоходов печей выполняют, как и тепловой расчет топливников, для основного периода интенсивного горения топлива.

При расчете газоходов сконструированной печи или печи выбранной типовой конструкции исходят из результатов теплового расчета топливника. Предварительно, после уточнения высоты топливника по формуле (12.4), соответственно, увеличивают или уменьшают высоту надтопочной части печи с тем, чтобы обеспечить условия теплового расчета газоходов. Теплоаэродинамический расчет газоходов заключается в проверках:

- тепловосприятия стенками топливника и каналов;
- скорости движения газов в каналах;
- теплоаккумулирующей способности массива печи;
- плотности теплового потока на теплоотдающей поверхности печи.

Расчет тепловосприятия печи. Проверяется соответствие действительного тепловосприятия печи необходимому тепловосприятию. За период времени от начала одной топки до начала другой, т.е. с учетом срока остывания, от печи в помещение должно быть передано общее количество теплоты $Q_{общ}$, кДж, равное теплопотерям помещения за этот же период (показаны в числителе формулы (12.1)):

$$Q^{тр}_{общ} = 3{,}6Q_п(m + n). \qquad (12.6)$$

Это общее количество теплоты должно быть воспринято внутренними поверхностями топливника и газоходов за период времени от начала до конца одной топки печи (за m часов), т.е. должно удовлетворяться равенство

$$Q_{общ} = mQ_{воспр}, \qquad (12.7)$$

где $Q_{воспр}$ - действительное тепловосприятие стенками топливника и газоходов печи, кДж/ч, которое вычисляется по формуле

$$Q_{воспр} = 3{,}6(q_т a_т + q_1 a_1 + q_к a_к + q_{пр} a_{пр} + q_{посл} a_{посл}); \qquad (12.8)$$

$q_г$, q_1, $q_к$, $q_{пр}$, $q_{посл}$ - плотность воспринимаемого теплового потока, Вт/м^2 (Прил. 2), соответственно, на внутренней поверхности топливника, первого газохода, колпака, промежуточных и последнего газоходов; $a_г$, a_1, $a_к$, $a_{пр}$, $a_{посл}$ - площадь, м^2, соответствующих газоходов.

Расчет скорости движения газов в каналах печи. Проверяется скорость движения газов в характерных местах газоходов.

Скорость движения газов $v_г$ м/с, определяют по видоизмененной формуле (12.5)

$$v_г = GL_0(1 + (t_г / 273)) / (3600mA_{кан}), \qquad (12.9)$$

где $t_г$ - среднее значение температуры дымовых газов в отдельных частях газоходов печи, °С (при расчетах принимают по Прил. 2); $A_{кан}$ - площадь поперечного сечения каналов, $м^2$.

Получаемые при расчетах значения скорости движения должны находиться в пределах, указанных в Прил. 2, что будет свидетельствовать о их допустимости в отношении возможных потерь давления в печи при естественной тяге.

Расчет теплоаккумуляции печи. Проверяется соответствие действительной теплоаккумуляции массивом печи необходимой теплоаккумуляции.

За период времени от начала до конца одной отдельной топки (за m часов) помимо восполнения теплопотерь помещения, в массиве печи должно быть аккумулировано количество теплоты QaKK, кДж, равное теплопотерям помещения за период времени от конца одной топки до начала другой (за срок остывания п, ч), т.е.

$$Q^{тр}_{акк} = 3,6Q_п n. \qquad (12.10)$$

Действительную теплоаккумулирующую способность сплошного массива печи вычисляют по формуле

$$Q_{акк} = (V_а - V_{пол})\rho_м c_м \Delta t, \qquad (12.11)$$

где $V_а$ - активный объем печи, $м^3$; $V_{пол}$ - объем полостей в пределах активного объема, $м^3$ (при предварительных расчетах принимают долю полостей в активном объеме для толстостенных круглых печей - 0,25, толстостенных прямоугольных - 0,3, тонкостенных бескаркасных - 0,35, тонкостенных каркасных - 0,38); $\rho_м$ - плотность массива, $кг/м^3$; $c_м$ - удельная теплоемкость массива, кДж/(кг°С); Δt - среднее изменение температуры массива, °С, в промежутке времени от начала топки до максимально разогретого состояния массива печи, которое приблизительно составляет 80 °С для толстостенных печей, 120 °С для тонкостенных печей массой свыше 1000 кг, 160 °С для болей легких тонкостенных печей.

Проверка теплоотдачи печи. Проверяется соответствие действительной теплоотдачи печи средней необходимой (заранее установленной) теплоотдаче. Для проверки определяют плотность теплового потока на теплоотдающей поверхности сконструированной печи или печи выбранной типовой конструкции (с учетом изменений, внесенных в нее при уточнении высоты топливника). Плотность теплового потока на теплоотдающей поверхности печи $q_{отд}$, $Вт/м^2$, вычисляют по формуле

$$q_{отд} = Q_п / A_п, \qquad (12.12)$$

где $Q_п$ - тепловая мощность печи, Вт; $A_п$ - суммарная расчетная площадь теплоотдающей поверхности печи, $м^2$; при расчете учитывают не только площадь открытой поверхности печи, но и боковой поверхности, обращенной в отступку (с коэффициентом 0,75 при узкой - шириной 0,07...0,13 м - или закрытой с боков отступке, с коэффициентом 0,5 при полно-

стью закрытой отступке с решетками), а также перекрыши (с коэффициентом 0,75 при ее толщине 0,14 м).

Полученное значение плотности теплового потока сопоставляют со средними значениями плотности, указанными в специальной литературе. К примеру, плотность теплового потока толстостенной печи при двукратной в сутки топке дровами должна находиться в пределах 460...640 Вт/м^2, для тонкостенной печи эти значения увеличиваются на 20 %.

Одновременно удовлетворить трем уравнениям (12.7), (12.10) и (12.12), выражающим требования по тепловосприятию, теплоаккумуляции и теплоотдаче печи, затруднительно. Поэтому при тепловых расчетах по указанным уравнениям допускаются отклонения до ±15 %.

§ 12.6. Конструирование дымовых труб для печей

Для каждой печи прокладывают отдельный дымовой канал в стене или дымовую трубу. Как исключение, к одной дымовой трубе можно присоединить две печи, расположенные в одной квартире на одном этаже здания, но с устройством в трубе рассечки высотой не менее 1 м от низа присоединительных патрубков печей. Предпочтение отдают дымовым каналам в стенах, и только в тех случаях, когда их устроить невозможно, применяют насадные и коренные трубы.

Размер поперечного сечения дымовых каналов и труб зависит от тепловой мощности печей и определяется, исходя из скорости движения дымовых газов 1,5...2 м/с. На практике принимают каналы и трубы размером 0,14×0,14 м при тепловой мощности печей до 3,5 кВт, 0,14×0,2 м - от 3,5 до 5,2 кВт, 0,14×0,27 - от 5,2 до 7 кВт.

Дымовые трубы должны быть вертикальными, хотя в случае необходимости возможно отклонение трубы от вертикали в сторону (увод), которое делают под углом 30°, с относом по осям не более 1 м.

Трубы выкладывают из глиняного кирпича на известковом растворе со стенками толщиной 0,12 м или из жаростойкого бетона толщиной не менее 0,06 м. Высоту дымовых труб (включая высоту печей от уровня колосниковой решетки) принимают не менее 5 м для создания достаточной естественной тяги. При этом оголовок труб устраивают таким образом, чтобы их устье:

- возвышалось не менее чем на 0,5 м над плоской кровлей, парапетом или коньком скатной крыши при выводе труб на расстояние до 1,5 м от конька;
- располагалось не ниже парапета или конька кровли при расстоянии от 1,5 до 3 м;
- размещалось не ниже линии, проведенной от конька вниз под углом 10° к горизонту при расстоянии более 3 м.

По этим же правилам выводят оголовки печей по отношению к кровли более высокого здания, пристроенного к зданию с печным отоплением.

Зонты и другие насадки над устьем дымовых труб не устраивают. Предусматривают лишь искроуловители из металлической сетки с отверстиями не более 5×5 мм, если здание имеет кровлю, выполненную из горючих материалов. Устье кирпичных труб покрывают на высоту 0,02 м слоем цементного раствора.

Естественная тяга возникает вследствие различия в плотности относительно холодного наружного воздуха и горячих дымовых газов по высоте печи и дымовой трубы. Чем больше разность температуры газов и воздуха, а, следовательно, и их плотности и удельного веса, тем больше естественная тяга как разность аэростатического давления.

Разность аэростатического давления наружного воздуха и дымовых газов (естественное циркуляционное давление при воздушном отоплении) Δp_e, Па, при высоте печи h_1 м (от колосниковой решетки до верха газоходов) и дымовой трубы h_2, м (от верха газоходов печи до устья дымовой трубы) можно считать равной

$$\Delta p_e = g(h_1(\rho_н - \rho_1) + h_2(\rho_н - \rho_2)) = h_1(\gamma_н - \gamma_1) + h_2(\gamma_к - \gamma_2), \qquad (12.13)$$

где $\gamma_н$, γ_1, γ_2 - средний удельный вес, Н/м^3, соответственно, наружного воздуха, дымовых газов по высоте печи и дымовой трубы.

Располагаемую для расчетов разность давления определяют при сравнительно высокой температуре наружного воздуха (О °С), имея в виду, что печь при этой температуре должна исправно действовать, обеспечивая необходимую тягу.

Дальнейшие расчеты заключаются в проверке соответствия располагаемой разности давления суммарным потерям давления при входе воздуха под колосниковую решетку, в слое топлива, при движении дымовых газов в газоходах печи и по дымовой трубе вплоть до их выхода в атмосферу. Расчет потерь давления в воздушно-газовом тракте выполняют так же, как они рассчитываются в газоходах котельных установок.

Соответствие суммарных потерь давления в печи и дымовой трубе располагаемой разности давления в большинстве случаев обеспечивается при соблюдении правил конструирования дымовых труб, а также скоростей движения дымовых газов, приведенных в Прил. 2.

§ 12.7. Современные теплоемкие отопительные печи

В процессе многовекового применения в нашей стране печного отопления печи технически совершенствовались, происходил отбор перспективных конструкций печей. В настоящее время после проверки теплотехнических свойств, эффективности использования топлива, прогреваемости нижней части наиболее часто применяемых типов печей были выбраны печи, предназначенные для массового и индивидуального строительства. Создан "Перечень рекомендуемых отопительных печей для жилых и общественных зданий тепловой мощностью 1400-7000 Вт". В перечень включены 37 конструкций печей умеренного и повышенного прогрева как одноярусных, так и двухъярусных (для двухэтажных зданий) с указанием коэффициента неравномерности теплопередачи. В печах предусмотрено применение унифицированной печной гарнитуры (дверок, заслонок, колосниковых решеток).

Типовые конструкции теплоемких отопительных печей обозначены ПТО (печи типовые одноярусные), ПТД (двухъярусные), ПТК (каркасные), ПТИ (изразцовые) с добавлением значений тепловой мощности печей в Вт при двух топках в сутки (например, ПТО-3300). Печи ПТО и ПТД - умеренного прогрева, печи ПТК и ПТИ - повышенного прогрева.

Печи ПТО, ПТД, ПТК устраивают в основном прямоугольными из полнотелого глиняного кирпича (плотностью не более 1600 кг/м^3), для кладки топливника применяют также огнеупорные материалы. Печи ПТИ выполняют из полнотелых керамических элементов заводского изготовления размером 0,22×0,2 м.

Рассмотрим конструкции **толстостенных одноярусных кирпичных печей** типа ПТО.

На рис. 12.4 представлена двухоборотная отопительная печь умеренного прогрева марки ПТО-2500 (М=0,3, $\eta_п$=0,65 при сжигании дров), компактная, простая по конструкции, с хорошим прогревом средней части. Топливник предназначен для сжигания дров, но в нем можно сжигать также торф, каменный уголь, антрацит. Двухъярусная система дымооборотов обеспечивает повышение КПД, увеличение объема массива и теплоемкости печи.

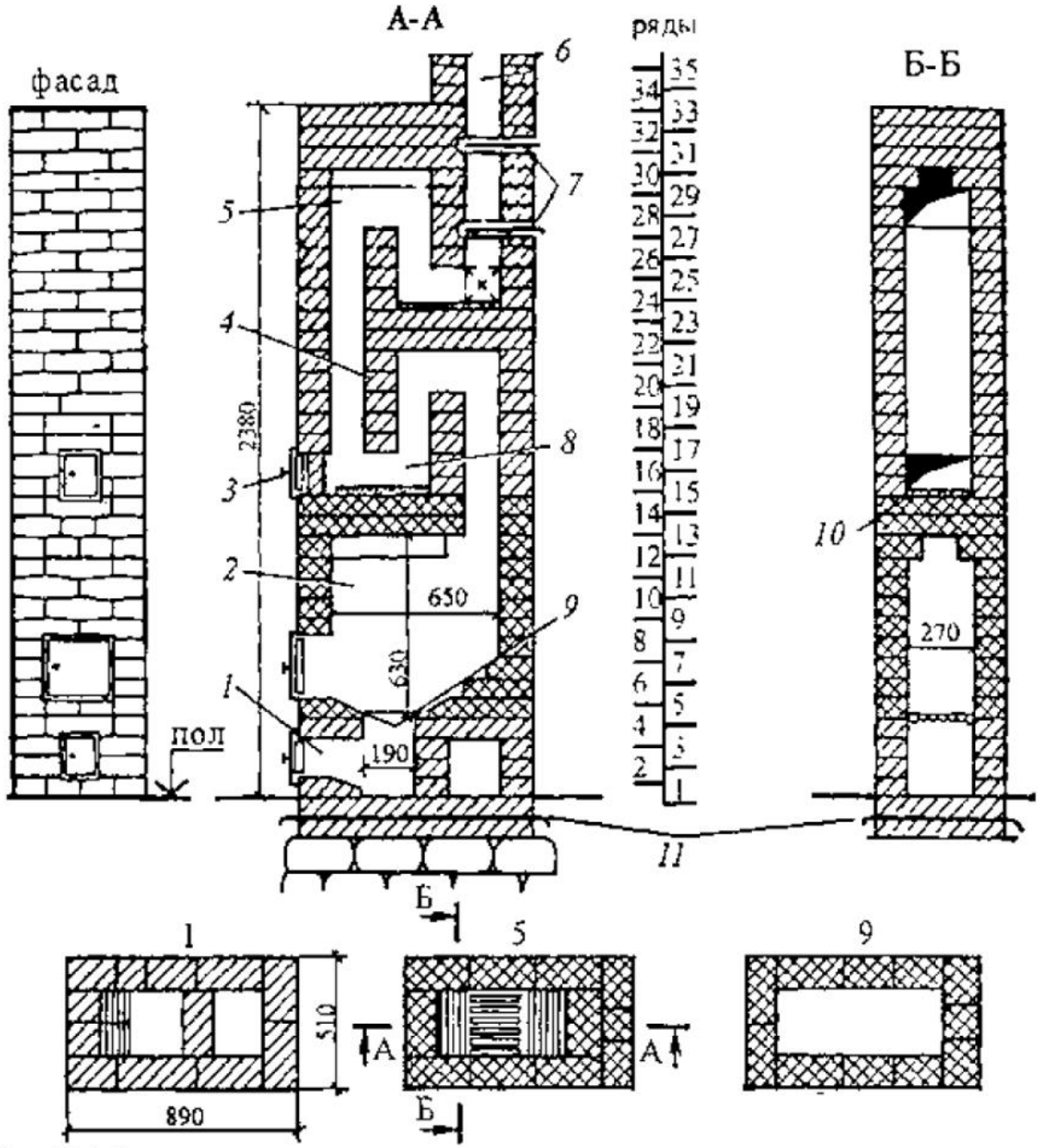

Рис. 12.4. Толстостенная отопительная печь умеренного прогрева с двумя последовательными дымооборотами; *1* - поддувало; *2* - топливник; *3* - чистка; *4* - рассечка; *5* - верхний перевал; б - дымовая труба; *7* - задвижки; *8* - нижняя подвертка; *9* - колосниковая решетка; *10* - слой глинопесчаного раствора; *11* - гидроизоляция

Движение дымовых газов в печи происходит по следующей схеме. Продукты сгорания поднимаются из топливника по короткому вертикальному надтопочному каналу, затем в средней части опускаются от нижнего перевала к нижней подвертке, вновь поднимаются к

верхнему перевалу и после верхней подвертки поступают в последний газоход, переходящий в насадную дымовую трубу.

Для отключения печи от дымовой трубы в последнем газоходе устанавливают две последовательно расположенные задвижки (при сжигании угля и торфа их заменяют одной задвижкой с отверстием в ней диаметром 15 мм). Для удаления сажи из подверток имеются две прочистные дверцы (чистки). Особенностью печи является скопление газов в области верхнего перевала, разобщающих печь с наружным воздухом при неплотно закрытых задвижках.
Печь сооружают из глиняного кирпича, топливник печи с 5 по 15 ряд - из тугоплавкого кирпича. На рис. 12.4 показана выкладка в плане кирпича на 1, 5 и 9 рядах. Недостатком печи является слабый прогрев ее нижней части, что отрицательно влияет на температурные условия в обогреваемом помещении.
На рис. 12.5 изображена толстостенная отопительная печь умеренного прогрева марки ПТО-3300 (масса 1500 кг, М=0,3, $\eta_п$=0,7 при сжигании дров), отличающаяся улучшенным нижним прогревом.
Дымовые газы из топливника этой печи через отверстие в боковой стенке, показанное на разрезах В-В и Г-Г, опускаются через перевал по узкому каналу в подтопочную часть. Из газохода, находящегося под топливником, газы попадают в вертикальный канал и поднимаются в верхнюю часть печи (разрезы А-А и Д-Д) до перекрыши. В насадную дымовую трубу газы уходят через верхнюю подвертку на 16-18 рядах кирпича. Топливник печи выкладывают из огнеупорного кирпича.
Печь, рассчитанную на обогрев нижней зоны помещения, применяют в первую очередь для отопления жилых зданий, лечебных и детских учреждений. Недостатком печи является зауженный топливник, что вызывает эксплуатационные неудобства, особенно при использовании угля и торфа.

Толстостенные двухъярусные кирпичные печи принципиально не отличаются от одноярусных печей. Они могут иметь один (общий) топливник или отдельные топливники на каждом этаже зданий. Сооружение толстостенных печей умеренного прогрева требует значительных затрат труда. Поэтому в тех случаях, когда допустимо применение печей повышенного прогрева, многодельным толстостенным печам предпочитают облегченные быстромонтируемые печи, собираемые в каркасе и из керамических элементов и бетонных блоков.

Рассмотрим конструкцию **тонкостенных каркасных отопительных печей** типа ПТК. Сварной или сборный металлический каркас является пространственной конструкцией из угловой и полосовой стали, к которой прикрепляют загрузочную и другие дверцы. Печь полосовой связкой каркаса разделяют по высоте на нижний и верхний пояса. Каркас фундамента не имеет, его устанавливают на ножках непосредственно на пол помещения. Зольниковую (поддувальную) коробку и дымовыпускной патрубок с задвижкой изготовляют заранее из металла. Если каркасную печь предусмотрено облицевать, например, металлическими листами, то эти листы вкладывают в каркас по мере сборки сначала нижнего, а затем верхнего пояса печи.

При наличии каркаса и облицовки надтопочную часть печей (для маломощных печей - и топочную) устраивают тонкостенной - из кирпича, устанавливаемого на ребро, т.е. со стенками толщиной 65 мм. В результате каркасные печи получаются значительно менее массивными, чем толстостенные печи. Однако при этом заметно возрастает неравномерность их теплопередачи. Следовательно, при пользовании каркасными печами увеличивается колебание температуры воздуха в обогреваемых помещениях. С другой стороны,

единица активного объема каркасных печей характеризуется увеличенной теплоотдачей, что позволяет уменьшать габариты таких печей по сравнению с размерами толстостенных.

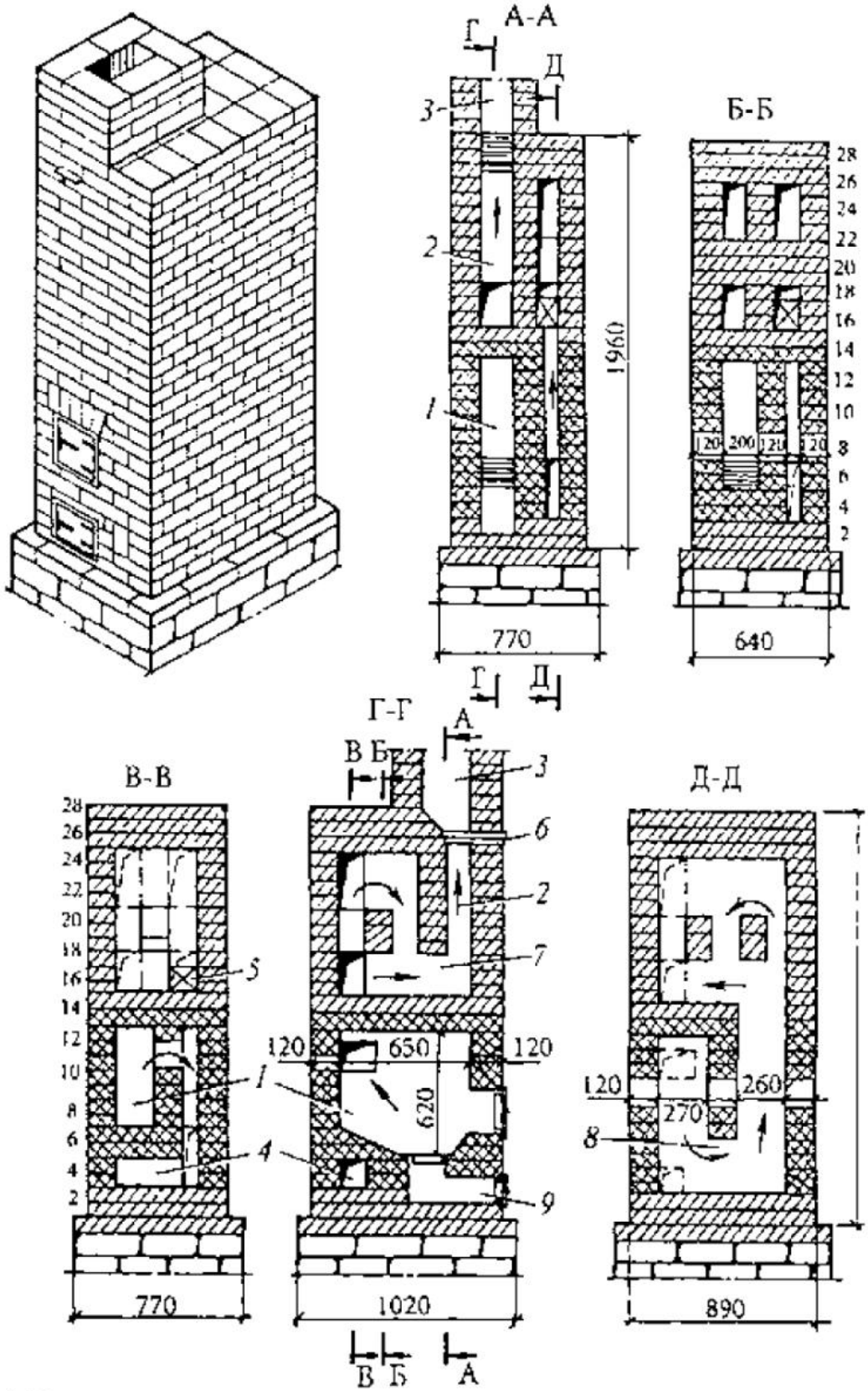

Рис. 12.5. Толстостенная отопительная печь умеренного прогрева с нижним прогревом: *1* - топливник; *2* - последний газоход; *3* - насадная дымовая труба; *4* - подтопочный газоход; *5* - чистка; *6* - задвижка; *7,8* - подвертки; *9* - поддувало

На рис. 12.6 дана тонкостенная каркасная отопительная печь повышенного прогрева марки ПТК-3000 (масса 780 кг, М=0,44, $\eta_п$=0,7 при сжигании дров). Показана однооборотная печь с параллельными опускными каналами и удалением газов через внутристенный дымовой канал или коренную дымовую трубу. Каркас ее выполняют из угловой стали 30×4 мм, кладку облицовывают асбестоцементными листами толщиной 5 мм. В нижнем поясе печи располагают топливник, складываемый из огнеупорного кирпича для сжигания кускового твердого топлива, со стенками толщиной 125 мм.

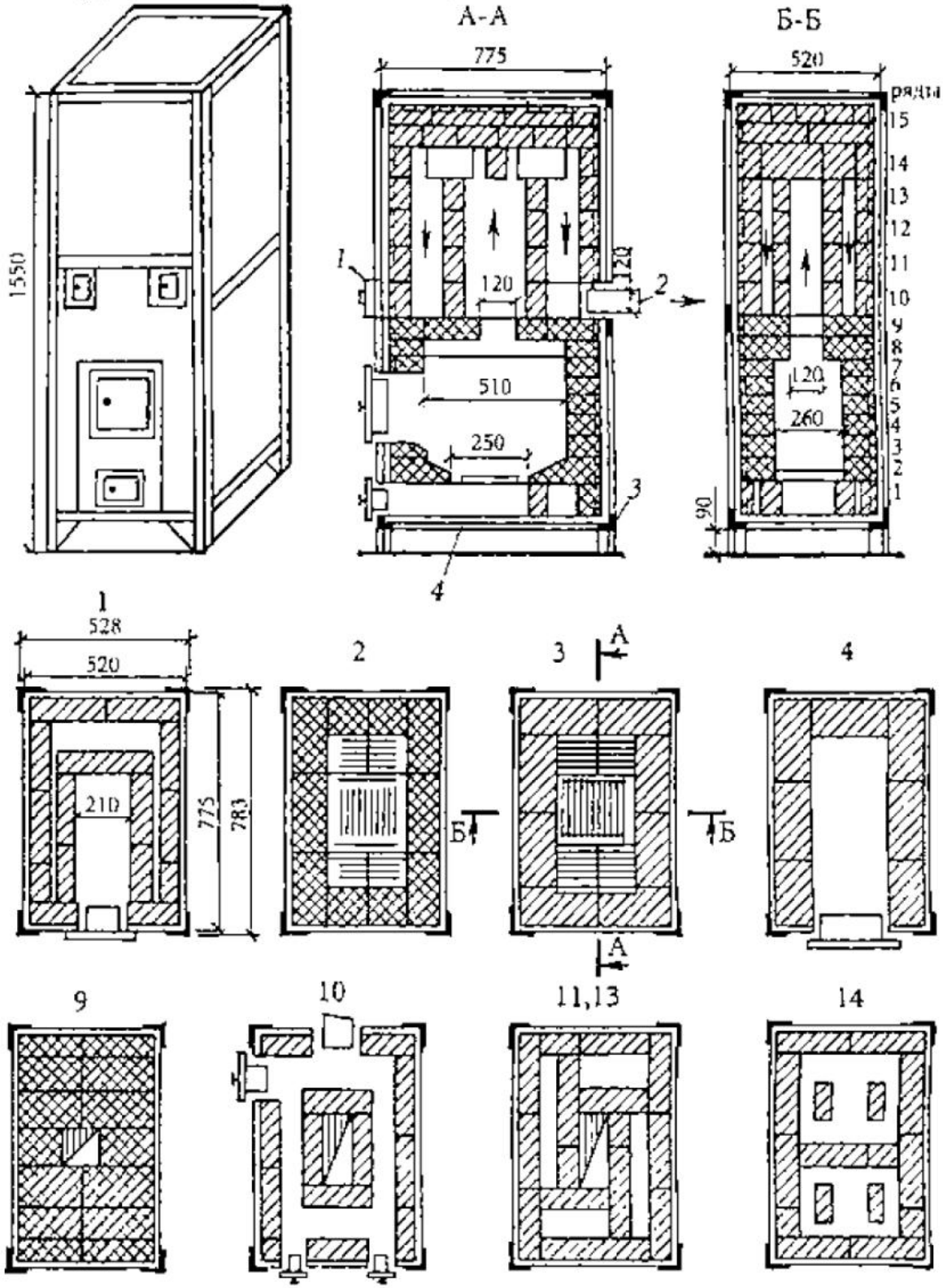

Рис. 12.6. Тонкостенная каркасная отопительная печь повышенного прогрева: *1* - чистка; *2* - дымовыпускной патрубок; *3* - каркас; *4* - стальной лист толщиной 1 мм

Дымовые газы из топливника через проем в своде поднимаются по центральному каналу в верхнем поясе печи до перекрыши толщиной 140 мм. После перевала поток газов разделяется и по четырем периметральным каналам опускается вдоль стенок толщиной 65 мм. Над топливником газы собираются в горизонтальном канале, снабженном тремя чистками, и направляются к дымовыпускному патрубку.

Каркасная печь - компактная и сравнительно легкая. Ее масса в 2 раза меньше массы толстостенной печи ПТО такой же мощности. Недостатком печи является неравномерность теплопередачи - коэффициент неравномерности теплопередачи М при двух топках в сутки составляет 0,44 (вместо М=0,3 для печи ПТО-3300).

Тонкостенные сборно-блочные отопительные печи типа ПТИ лишены этого недостатка. Печи из изразцовых блоков для увеличения теплоемкости снабжают насадками и рассечками в газоходах. На рис. 12.7 показана тонкостенная отопительная печь ПТИ-3500 (М=0,32) повышенного прогрева, собираемая из изразцовых блоков. Печь однооборотная с удалением охлажденных газов через внутристенный дымовой канал.

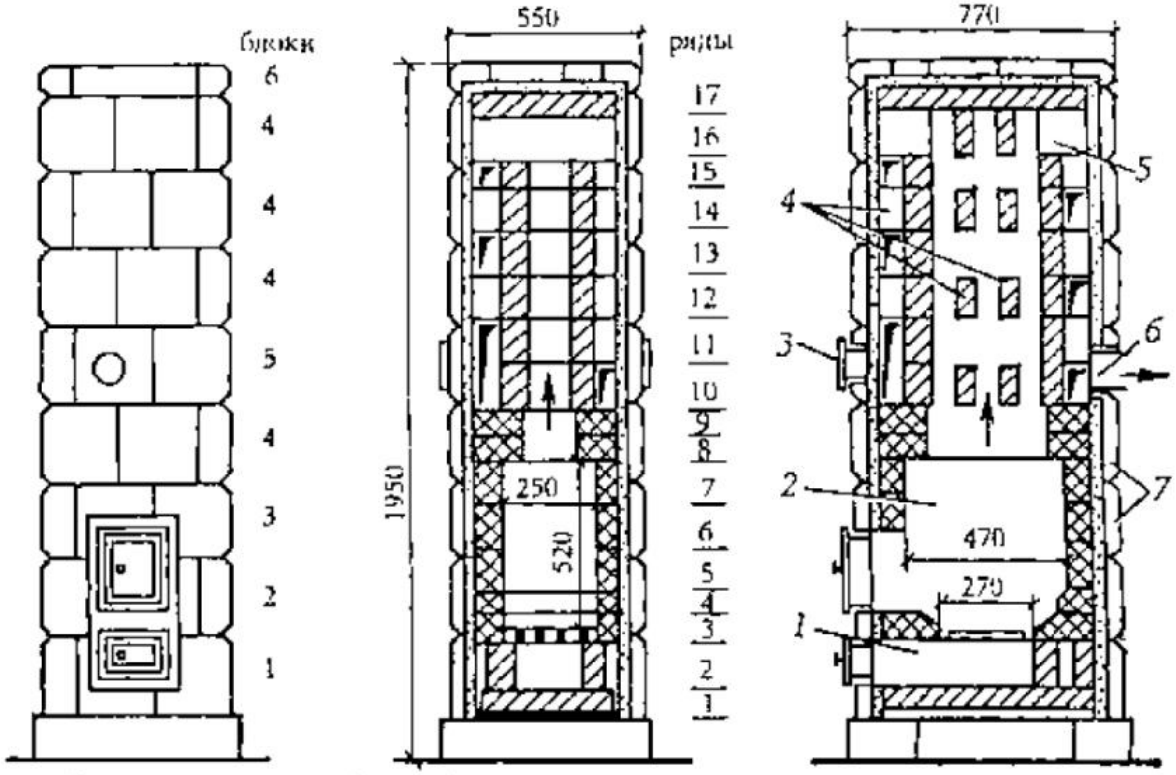

Рис. 12.7. Тонкостенная сборно-блочная отопительная печь повышенного прогрева: *1* - зольник; *2* - топливник; *3* - чистка; *4* - рассечки; *5* - перевал; *6* - дымовыпускной патрубок; *7* - изразцовые блоки

Печь устанавливают на подставках, на которые помещают стальной лист по двум прокладкам из угловой стали. Над зольником, находящимся в пределах первого ряда блоков, выкладывают топливник из огнеупорного кирпича на ребро внутри второго, третьего и четвертого рядов блоков. Внутри последующих четырех рядов блоков устраивают подъемный и опускные каналы с рассечками из обыкновенного кирпича. Стенки печи образуют изразцовые блоки толщиной 90 мм, укладываемые, как и кирпичи, на глиняном растворе. Блоки перекрыши защищают одним рядом кирпича. Дымовыпускной патрубок устанавливают по месту в любой боковой стенке печи.

Дымовые газы из топливника печи, как и в каркасной печи, поступают по центральному каналу до перекрыши, после перевала опускаются у наружных стенок и поверх топливника направляются к дымовыпускному патрубку.

В индивидуальном дачном строительстве целесообразно применять **малогабаритные тонкостенные отопительные печи повышенного прогрева,** рассчитанные на периодическое использование, отличающиеся сравнительно высоким КПД и равномерной теплоотдачей. К печам такого типа относится отопительная печь марки П-1600, имеющая размер в плане 0,5$_x$0,57 м. Печь проста по конструкции, так как устраивается бесканальной (колпаковой) с внутренней насадкой. При ее малой высоте (всего 1,6 м) смягчается недостаток кол паковых печей - перегрев верхней части помещений.

Печь П-1600 (масса 820 кг) можно устанавливать без фундамента на пол по усиленным балкам. Однако печь не рассчитана на нагрузку от насадной дымовой трубы, и для удаления из нее газов необходимо сооружение коренной дымовой трубы.

Для кладки указанных печей используют следующие основные материалы и изделия: кирпич и глину обыкновенные, тугоплавкие и огнеупорные, изразцовые и бетонные жаростойкие блоки, песок, шамотный порошок, печную гарнитуру, печную проволоку толщиной 1,5 мм.

Кирпичные печи выкладывают из отборного (правильной формы, полномерного), хорошо обожженного, полнотелого глиняного кирпича. Силикатный кирпич не применяют, так как он разрушается при высокой температуре. Обыкновенный красный кирпич перед укладкой на место выдерживают в воде в течение 2...3 мин, а огнеупорный увлажняют. Кирпичи и блоки кладут на глинястом растворе, представляющем собой жидкую смесь глины и песка в соотношении 1:1 или 1:2. При кладке огнеупорного кирпича вместо песка используют шамотный порошок.

Тугоплавкий кирпич (типа гжельского) применяют при возведении стенок или футеровки топливников для сжигания дров, огнеупорный кирпич (шамотный) - для сжигания угля и антрацита. Укладываемые кирпичи футеровки с основной кладкой печи не перевязывают.

Все кирпичи или блоки укладывают обязательно с перевязкой швов (как правило, в пределах полукирпича или полублока). Толщина швов при кладке обыкновенного кирпича должна быть не более 5 мм, огнеупорного -не более 3 мм.

Все горизонтальные и вертикальные швы подлежат тщательному заполнению раствором.

Одновременно с возведением печи устанавливают чугунные печные приборы: загрузочную, поддувальную, прочистные дверцы, колосниковую решетку, задвижки, скрепляя их в необходимых случаях с кладкой отожженной проволокой.

Внутреннюю поверхность топливника и газоходов делают гладкой, без штукатурки, с затертыми швами. Наружная поверхность толстостенных печей может быть выполнена с декоративной расшивкой швов. Чаще поверхность оштукатуривают глинястом раствором с добавлением волокнистых материалов (асбеста, стекловолокна). Тонкостенные печи заключают в металлический футляр или отделывают асбестоцементными листами (см. рис. 12.6). В старину печи покрывали декоративными изразцами.

§ 12.8. Не теплоемкие отопительные печи

Теплоемкие печи с развитым теплоаккумулирующим массивом громоздки, занимают рабочую площадь в помещениях. **Простейшие не теплоемкие печи** (так называемые "времянки") имеют малые габариты, бесфундаментные, их можно устанавливать в помещениях только на отопительный сезон. К таким печам относятся металлические печи, изготовляемые из листовой стали или отливаемые из чугуна. Металлические стенки могут защищаться футеровкой. Печи обычно состоят из одного топливника без внутренних газоходов.

Печи такого типа быстро нагревают помещения, но поддерживают необходимую температуру воздуха только в период топки. Температура отходящих газов чрезмерно высока, поэтому КПД печей понижен (0,4...0,5). Кроме того, эти печи неудовлетворительны в гигиеническом, эстетическом и пожарном отношениях. Применяют их ограниченно для отопления временных сооружений и помещений при периодическом пребывании людей.

Более совершенны и распространены **не теплоемкие печи длительного горения,** в которые топливо загружается периодически, но при этом обеспечивается их продолжительная работа в течение 6...8 ч. Печи имеют незначительный массив и шахтный топливник увеличенного объема. На рис. 12.8 изображена стационарная каркасная отопительная печь длительного горения тепловой мощностью 2800 Вт (масса 350 кг, площадь нагревательной поверхности 2,4 м^2, КПД печи 0,85...0,88). Топливник печи выполняют в виде узкой внутренней шахты из огнеупорного кирпича на ребро, кладку топливника стягивают двумя болтами. Подом шахты служит подвижная колосниковая решетка. В верхней части шахты устраивают отверстие для удаления водяного пара и частично газов, выделяющихся при подсушке и горении топлива. Поддувальную дверцу снабжают приспособлением для регулирования подачи воздуха и, таким образом, интенсивности горения топлива (0,26... 1,0 кг/ч).

Горение происходит на поверхности естественного откоса топлива. В процессе горения топливо постепенно сползает вниз, и слой горящего топлива сохраняет постоянную толщину, т.е. в печи поддерживается постоянный режим горения. При расчете не теплоемких печей определяют площадь наружной нагревательной поверхности при известной тепловой мощности, задаваясь величиной удельного теплового потока по опытным данным (например, 3500 Вт/м^2 для гладкой металлической поверхности печи при сжигании угля). При этом учитывают также теплоотдачу стальных печных труб, если они имеются.

Расход топлива G_1, кг/ч, находят по формуле (обозначения см. формулу (12.1))

$$G_1 = 3{,}6Q_п / (Q^р_н \eta_п), \qquad (12.14)$$

где $\eta_п$ принимают равным 0,4 для кустарных металлических печей и 0,65 - для футерованных печей.

Зная расход топлива, устанавливают объем топливника $V_т$, м^3, печи

$$V_т = kG_1 / \rho_т, \qquad (12.15)$$

где k - коэффициент запаса топлива, который применяется при печах длительного горения; $\rho_т$ - плотность топлива, кг/м^3.

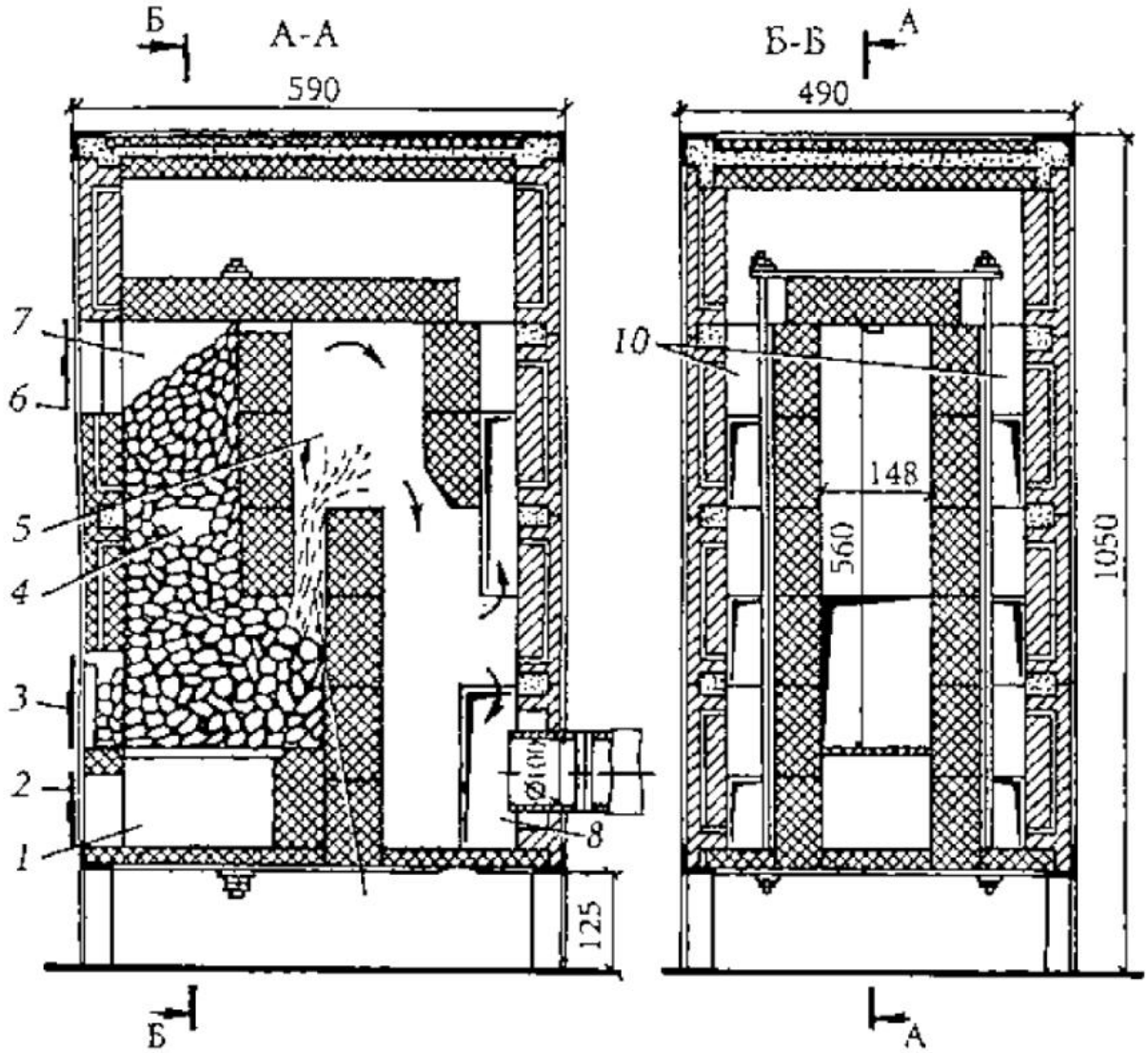

Рис. 12.8. Каркасная отопительная печь длительного горения: *1* - зольник; *2* - поддувальная дверца; *3* - шуровочная дверца; *4* - топливник с колосниковой решеткой; *5* - промежуточная камера; *6* - топочная дверца; *7* - шахта; *8* - коллектор; *9* - средний канал; *10* - боковые каналы

К не теплоемким печам относят также **камины,** представляющие собой нишу для открытого сжигания топлива. Нишу оформляют в виде прямоугольного или полукруглого портала. Очаг для сжигания топлива лишь частично ограждают стенками. В помещение поступает излучение от сгорающего топлива и нагретых стенок.

Камин является декоративным элементом интерьера, благоприятно воздействует на людей, ускоренно обогревает помещение, способствует увеличению в нем воздухообмена. Однако как отопительное устройство камин несовершенен - его КПД не превышает 0,15...0,2.

По конструкции чаще встречаются камины с односторонним излучением от наклонной задней и развернутых боковых стенок (рис. 12.9), хотя возможно устройство менее эффективных по теплотехническим показателям каминов с двух- и трехсторонним излучением.

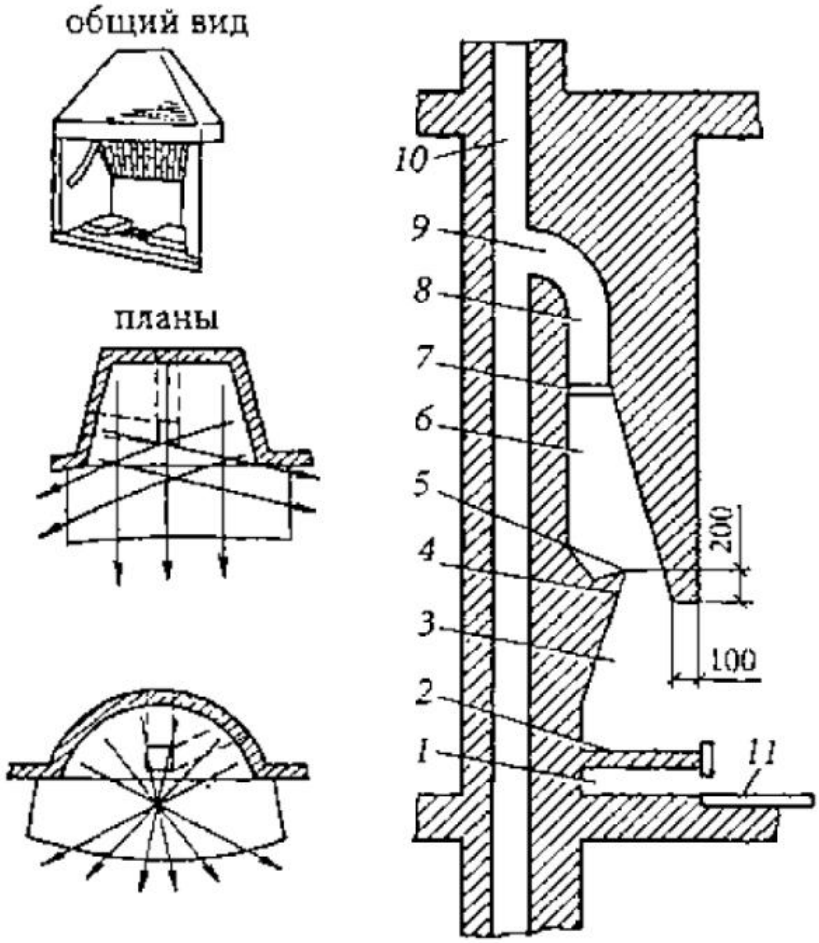

Рис. 12.9. Камин с односторонним излучением: *1* - зольник; *2* -под с колосниковой решеткой посередине; *3* - топливник; *4* - наклонная задняя стенка; *5* - дымовой карниз; *6* - дымовая камера; *7* - задвижка; *8* - дымовая горловина; *9* - отвод; *10* - дымовая труба; *11* - подтопочный лист

На рисунке даны общий вид и разрезы по камину, находящемуся на промежуточном этаже здания. Под камина снабжают колосниковой решеткой. Заднюю стенку выполняют наклонной (см. разрез на рис. 12.9) для усиления излучения в нижнюю зону помещения. Над задней стенкой устраивают выступ - дымовой карниз для сбора конденсата, выпадающего из газов при растопке камина. Выше карниза помещают дымовую камеру для сбора продуктов сгорания топлива перед горловиной. Боковые и заднюю стенки, а также под камина футеруют огнеупорным кирпичом.

§ 12.9. Проектирование печного отопления

Прежде всего, выбирают печь, подходящую для отопления помещения, с учетом требований, предъявляемых к ее конструкции (§ 12.2). Желателен выбор печи типовой конструкции, причем тепловая мощность, указанная в ее техническом паспорте, должна равняться расчетным теплопотерям помещения. Точного совпадения этих показателей обычно не достигают (при выборе печи допустимо отклонение ±15 %), поэтому после выбора теплоемкой печи приходится приводить ее теплоотдачу в соответствие с теплопотерями помещения. Для этого уточняют размеры и показатели элементов печи с учетом вида топлива и расположения ее в помещении: проверяют высоту топливника (см. § 12.4), тепловосприятие и скорость движения газов в каналах, теплоаккумулирующую способность и плотность теплового потока на теплоотдающей поверхности (см. § 12.5).

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, °С, при печном отоплении помещения определяют по формуле

$$A_t = 0{,}7MQ_n / \sum_{i=1}^{n}(BA)_i, \qquad (12.16)$$

где М - коэффициент неравномерности теплопередачи, принимаемый по паспорту печи; В - коэффициент теплопоглощения i-й ограждающей конструкции помещения, Вт/(м^2·°С), вычисляемый по формулам, приведенным в [6]; А - площадь внутренней поверхности i-й ограждающей конструкции, м^2.

В формуле (12.16) 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 °С температуры воздуха в том же помещении.

Значение A_t, вычисленное по формуле (12.16), не должно превышать 3 °С. Если A_t>3 °С, то, несмотря на удовлетворительное выполнение предыдущих проверок, необходимо вновь возвратиться к выбору печи, но более массивной с пониженным значением коэффициента М.

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, указанным в прил. 16 [1]. 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.

Пример 12.1. Проверим пригодность тонкостенной печи повышенного прогрева марки ПТК-3000 (см. рис. 12.6) для отопления углового помещения деревянного здания. Помещение имеет размер в плане 5,25×3,55 м, высоту 3 м, двойные окна площадью 4,8 м^2, внутреннюю дверь площадью 1,8 м^2. Расчетные теплопотери помещения $Q_п$=3100 Вт. Топливо для печи - дрова с $Q^p_н$ = 12600 кДж/кг. Печь массой 780 кг обладает коэффициентом М=0,44 при двух топках в сутки.

Принимаем продолжительность топки печи по табл, 12.1 с поправочным коэффициентом 1,5 для печи повышенного прогрева, т.е. m = 1,25-1,5 = 1,9 ч. При двух топках в сутки промежуток времени между топками n = 12 - 1,9 = 10,1 ч.

Расчет топливника. Расход дров за одну топку по формуле (12.1) составляет

$$G = 3,6 \cdot 3100 \cdot 12 / (12600 \cdot 0,7) = 15,2 \text{ кг.}$$

Расчетная площадь пода печи по формуле (12.2) при ρ=400 кг/м^3 и $h_{сл}$=0,3 м (Прил. 1)

$$A_{под} = 15,2 / (400 \cdot 0,3) = 0,127 \text{ м}^2$$

близка к фактической площади пода (см. рис. 12.6), равной 0,51-0,26 = 0,133 м^2.

В топливнике печи установлена колосниковая решетка размером 0,25×0,15 м. Удельное напряжение колосниковой решетки найдем из формулы (12.3)

$$B_р = 15,2 / (1,9 \cdot 0,25 \cdot 0,15) = 213 \text{ кг/(ч·м}^2\text{)},$$

что меньше допустимого напряжения, равного 250 кг/(ч·м^2).

Требуемую высоту топливника вычислим по формуле (12.4) при $Q_г/V_т$ = 405000 Вт/м^3 (Прил. 1)

$$h_т = 15,2 \cdot 12600 \cdot 0,9 / (3,6 \cdot 1,9 \cdot 0,133 \cdot 405000) = 0,47 \text{ м.}$$

Высоту топливника печи по рис. 12.6 (соответственно размеру кирпича 0,42...0,49 м) оставляем без изменения.

Площадь поддувального отверстия печи составляет $A_{п.о}$ = 0,120,12 = 0,0144 м^2. Скорость движения воздуха в поддувальном отверстии определим из формулы (12.5) при L_0=10 м^3/кг (Прил. 1) и $t_в$=20 °С.

$$v = 15,2 \cdot 10(1 + (20 / 273)) / (3600 \cdot 1,9 \cdot 0,0144) = 1,7 \text{ м/с.}$$

Скорость движения воздуха в допустимых пределах.

Проверка тепловосприятия печи. Печь за срок нагревания и остывания (12 ч) должна передать в помещение общее количество теплоты, найденное по формуле (12.6),

$$Q^{тр}_{общ} = 3,6 \cdot 3100 \cdot 12 = 133920 \text{ кДж}.$$

По рис. 12.6 установим площадь внутренней поверхности топливника и газоходов печи, по Прил. 2 - плотность воспринимаемого теплового потока:

топливник.....$a_т$ = 0,9 м^2, $q_т$=7000 Вт/м^2;

первый газоход с перевалом.....a_1=l,03 м^2, q_1=5200 Вт/м^2;

промежуточные газоходы.....$a_{пр}$=1,5 м^2, $q_{пр}$=2670 Вт/м^2.

Тепловосприятие внутренними стенками печи в течение 1 ч вычислим по формуле (12.8)

$$Q_{воспр} = 3,6(7000 \cdot 0,9 + 5200 \cdot 1,03 + 2670 \cdot 1,5) = 56380 \text{ кДж/ч}.$$

В течение одной топки (1,9 ч) тепловосприятие печи составит

$$Q_{общ} = mQ_{воспр} = 1,9 \cdot 56380 = 107120 \text{ кДж},$$

что значительно меньше требуемого тепловосприятия (133920 кДж).

Увеличим высоту газоходов печи на 0,13 м (один ряд кирпича на ребро). Площадь восприятия возрастет: первого газохода на 0,1 м^2, промежуточных на 0,46 м^2. Тогда

$$mQ_{воспр} = 1,9 \cdot 3,6(7000 \cdot 0,9 + 5200 \cdot 1,13 + 2670 \cdot 1,96) = 119080 \text{ кДж}.$$

Отклонение от $Q^{тр}_{общ}$ равное 11 %, допустимо.

Таким образом, принимаем высоту печи 1,55 + 0,13 = 1,68 м.

Расчет скорости движения газов в каналах печи. Скорость движения газов найдем по формуле (12.9):

в первом газоходе (см. рис. 12.6) при температуре газов 700 °С (Прил. 2)

$$v_1 = 15,2 \cdot 10(1 + (700 / 273)) / (3600 \cdot 1,9 \cdot 0,13 \cdot 0,26) = 2,34 \text{ м/с};$$

в промежуточных газоходах при температуре газов 500 °С

$$v_{пр} = 15,2 \cdot 10(1 + (500 / 273)) / (2 \cdot 3600 \cdot 1,9((0,445 \cdot 0,06) + (0,255 \cdot 0,125))) = 0,54 \text{ м/}$$

Скорость движения газов находится в допустимых пределах (Прил. 2). **Проверка тепло-аккумуляции печи.** Печь должна аккумулировать количество теплоты, вычисленное по формуле (12.10)

$$Q^{тр}_{акк} = 3{,}6 \cdot 3100 \cdot 10{,}1 = 112716 \text{ кДж}.$$

Активный объем (см. рис. 12.6) с учетом увеличения высоты печи

$$V_а = 0{,}775 \cdot 0{,}52(1{,}35 + 0{,}13) = 0.596 \text{ м}^3.$$

Объем полостей в печи:

в топливнике - 0,51-0,26-0,42 = 0,0557 м^3;

в вертикальных каналах - 0,25-5-0,58-(0,51 + 0,13) = 0,0946 м^3;

в каналах 14-го ряда - 0,34-0,39-0,132 - 0,21-0,065-0,134 = 0,028 м^3;

у загрузочной дверцы - 0,2-0,4-0,12 = 0,0096 м^3.

Общий объем полостей в пределах активного объема печи $V_{пол}$=0,188 м^3.

Действительная теплоаккумуляция печи по формуле (12.11)

$$Q_{акк} = (0{,}596 - 0{,}188)1650 \cdot 0{,}88 \cdot 160 = 94787 \text{ кДж}.$$

Отклонение от $Q_{тр}^{акк}$, равное 15 %, допустимо.

Проверка плотности теплоотдачи печи. Площадь наружной нагревательной поверхности, относящейся к активному объему печи, составляет:

боковых стенок (включая теплоотдачу и широкую отступку) (0,775+0,52)2(1,35+ 0,13) = 3,83 м^2

перекрыши (с поправочным коэффициентом 0,75)-0,775-0,52-0,75 = 0,3 м^2.

Общая "приведенная" площадь $A_п$= 3,83 + 0,3 = 4,13 м^2. Плотность теплового потока на "приведенной" теплоотдающей поверхности печи повышенного прогрева, вычисленная по формуле (12.12),

$$q_{отд} = 3100 / 4{,}13 = 750 \text{ Вт/м}^2$$

находится в допустимых пределах.

Расчет амплитуды колебаний температуры воздуха в обогреваемом помещении. Для определения амплитуды вычислим сумму произведений коэффициента теплопоглощения В на площадь А всех ограждений помещения, используя значения В, приведенные в справочной литературе:

наружные стены дощатые с известковой штукатуркой

$$(BA)_{н.с} = 4.3(3(5{,}25 + 3{,}55) - 4{,}8) = 92{,}9 \text{ Вт/°С};$$

двойные окна

$(BA)_{ок} = 2,67 \cdot 4,8 = 12,8$ Вт/°С;

внутренние стены дощатые с известковой штукатуркой

$(BA)_{в.с} = 4,21(3(5,25 - 3,55)) = 111,1$ Вт/°С;

дверь

$(BA)_{дв} = 2,9 \cdot 1,8 = 5,2$ Вт/°С;

пол деревянный

$(BA)_{пл} = 2,99 \cdot 5,25 \cdot 3,55 = 55,7$ Вт/°С;

потолок деревянный

$$(BA)_{пт} = 3,62 \cdot 5,25 \cdot 3,55 = 67,5 \text{ Вт/°С.}$$

Всего $\sum(BA) = 92,9 + 12,8 + 111,1 + 5,2 + 55,7 + 67,5 = 345,2$ Вт/°С.

Амплитуду колебаний температуры воздуха в помещении найдем по формуле (12.16)

$A_t = 0,7 \cdot 0,44 \cdot 3100 / 345,2 = 2,8$ °С < 3 °С.

Вывод: печь марки ПТК-3000 (см. рис. 12.6) пригодна для отопления заданного помещения при условии увеличения высоты ее газоходов на 0,13 м, т.е. на один ряд кладки кирпича на ребро.

КОНТРОЛЬНЫЕ ЗАДАНИЯ И УПРАЖНЕНИЯ

1. Составьте порядовки кладки кирпича, начиная с 10-го ряда печи, представленной на рис. 12.7 двумя разрезами.
2. Изобразите расположение оголовков дымовых труб, удаленных от конька крыши здания на 1, 2 и более 3 м.
3. Какого вида песок применяют для приготовления глиняного раствора?
4. Разработайте конструкцию кирпичной разделки дымовой трубы (дополнительно используя негорючие материалы) в месте соприкосновения ее с перекрытием из горючего материала толщиной 210 мм.
5. Рассчитайте плотность теплового потока, воспринимаемого стенками газохода печи при температуре газов 700 °С и скорости их движения 2 м/с.
6. Выполните аэродинамический расчет печи, изображенной на рис. 12.4, при температуре наружного воздуха О °С, сжигании в печи дров и расстоянии от устья дымовой трубы до колосниковой решетки 5 м.
7. Подсчитано, что при печном отоплении амплитуда колебаний температуры воздуха в проектируемом помещении превышает 3 °С. Какими способами можно довести амплитуду до 3 °С?

ГЛАВА 13. ГАЗОВОЕ ОТОПЛЕНИЕ

§ 13.1. Общие сведения

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 $QP_н$=36000...40000 кДж/м^3, плотность ρ = 0,73..1,0 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 кДж/м^3, а плотность 2,35 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 не теплоемкими 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.

§ 13.2. Газовые отопительные печи

Газовые печи наиболее экономичны среди других видов печей (их КПД примерно в 1,3 раза выше КПД печей на твердом топливе). Работа их может быть полностью автоматизирована.

В теплоемкой кирпичной печи (рис. 13.1) стенки топливника при установке горелок непрерывного действия выкладывают из глиняного кирпича, горелок периодического дейст-

вия - из огнеупорного. В верхней части топливника устанавливают решетку из огнеупорного кирпича. Излучение от нее дополнительно нагревает стены топливника, что способствует более равномерному нагреванию помещения по высоте.

Каналы печи выкладывают из кирпича в три яруса для развития тепловоспринимающей поверхности на коротком пути движения продуктов сгорания газа. В центре восходящих потоков горючих газов расположены один над другим три ряда рассекателей, которые направляют продукты сгорания к боковым стенам печи. Печь сверху дополняют тягопрерывателем (показан на рис. 13.3), который предохраняет ее от избыточной и обратной тяги, что важно для устойчивой работы горелки. Кроме того, через тягопрерыватель осуществляется постоянное вентилирование верхней зоны помещения.

Тепловая мощность показанной на рис. 13.1 печи при двух топках в сутки (продолжительностью не более 2 ч подряд) составляет порядка 2600 Вт, КПД достигает 90 %. При работе с горелками непрерывного действия теплоотдача печи увеличивается на 30 %. Недостатком печи является ее кустарное изготовление.

Печь заводского изготовления (рис. 13.2) тепловой мощностью 2000 Вт рассчитана на непрерывную топку. Ее доставляют в готовом виде и устанавливают без фундамента. Топливник печи не футеруют огнеупорным кирпичом, так как его внутренняя поверхность нагревается не выше 250 °С. В нижней зоне печи устанавливают горелку и металлический патрубок для подачи воздуха в топливник. Для наблюдения за горением в нижней части печи расположено смотровое окно. Над горелкой установлена металлическая полая камера. Продукты сгорания газа поднимаются вверх по кольцевому каналу между корпусом печи и камерой и передают теплоту стенкам печи. В верхней зоне продукты сгорания проходят в газосборник и, минуя заслонку, через стальной соединительный патрубок попадают в дымоход. Подачу воздуха в печь регулируют заслонкой, установленной непосредственно перед выходным патрубком.

В газовых печах устанавливают горелочное устройство, главные элементы которого - основная и запальная горелки и автоматика безопасности. Основная горелка эжекционная, первичный воздух (50 % необходимого для полного сжигания) проходит в горелку, остальная часть воздуха подмешивается к пламени непосредственно в топке. Подача газа на запальную горелку начинается при нажатии пусковой кнопки автоматики безопасности. Автоматика безопасности предназначена для прекращения подачи газа на основную и запальную горелки в следующих случаях: при отсутствии тяги в дымоходе печи, погасании пламени на запальной горелке, падении давления газа перед горелкой ниже допустимого предела (последнее может привести к проскоку пламени внутрь горелки или погасанию его).

Для поддержания заданной температуры воздуха в помещении устанавливают терморегулятор (см. рис. 13.2), теплоотдачу печи регулируют изменением расхода газа. Внутри цилиндрического корпуса терморегулятора помещен баллон, заполненный керосином, в который впаян сильфон. Шток затвора находится внутри сильфона. При повышении температуры воздуха в помещении керосин расширяется, сжимает сильфон, и затвор закрывает седло. В этом случае газ идет через малое отверстие в количестве, необходимом для устойчивого горения. При понижении температуры затвор отходит от седла, и расход газа увеличивается.

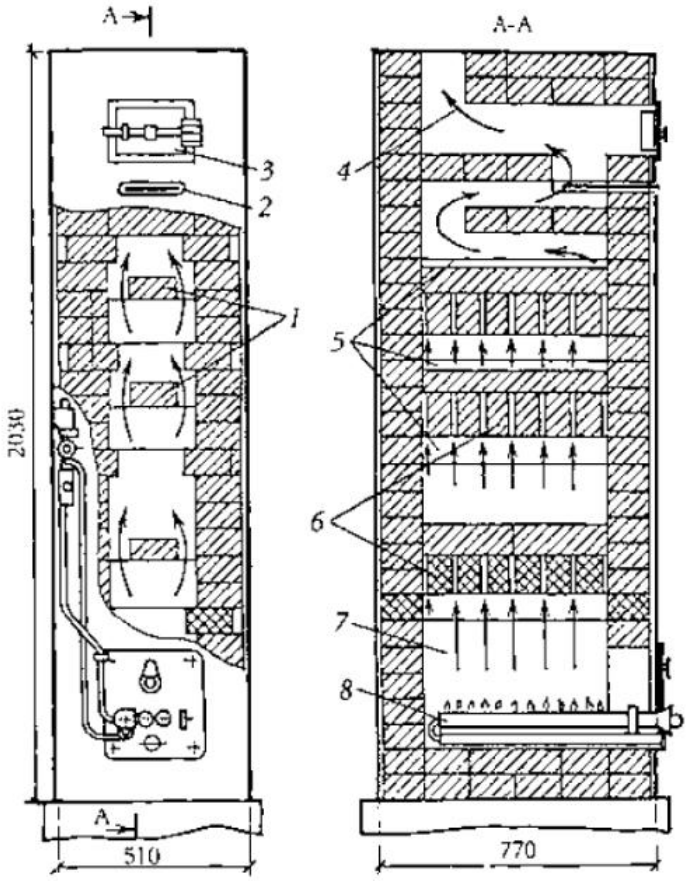

Рис. 13.1. Газовая отопительная печь: *1* - рассекатель; *2* - заслонка; *3* - герметичная дверка; *4* - путь движения продуктов сгорания газа; *5* - сборные коллекторы; *6* - кирпичи насадки; *7* - топливник; *8* - горелка

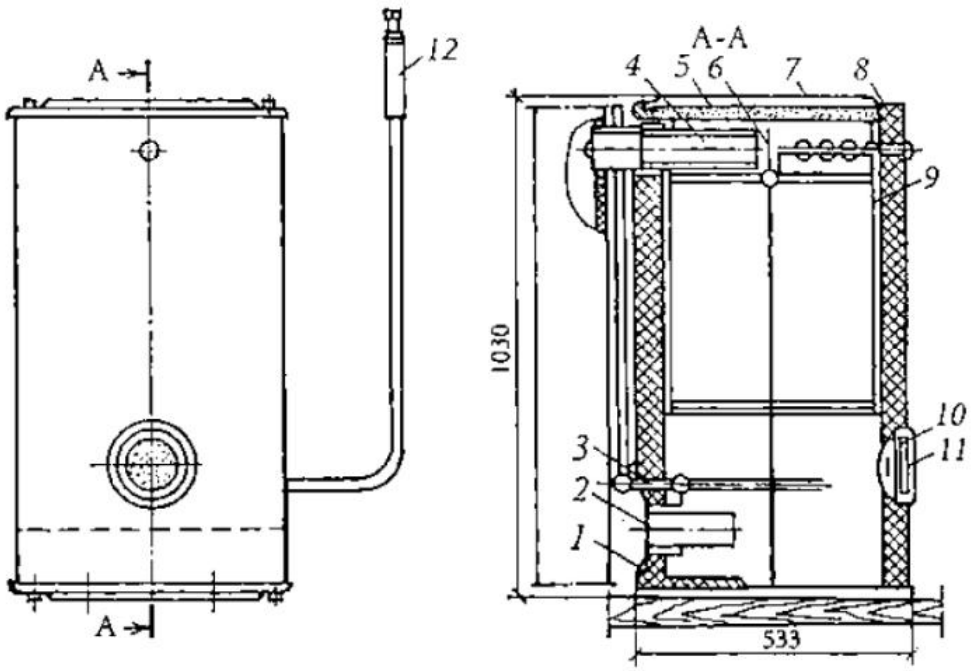

Рис. 13.2. Отопительная газовая печь заводского изготовления: *1* - корпус печи; *2* - поддувало; *3* - горелка; *4* - выходной патрубок; *5* - тепловая изоляция из шлаковаты; *6* - заслонка; *7* - крышка; *8* - муфта; *9* - металлическая полая камера; *10* - съемная оправа; *11* - смотровое стекло; *12* - терморегулятор

§ 13.4. Газовоздушные теплообменники

В системах воздушного отопления (см. гл. 10) воздух может нагреваться в газовоздушных теплообменниках, когда теплота продуктов сгорания газа частично или полностью передается холодному воздуху. При теплопередаче через стенку КПД прямоточных или рециркуляционных газовоздушных теплообменников составляет 70...90 %, а при нагревании воздуха в результате непосредственного смешения с продуктами сгорания газа КПД смесительных теплообменников возрастает до 100 %.

Особое значение такие воздухоподогреватели приобретают при отоплении объектов на севере России, где при низкой температуре наружного воздуха возможны замерзание теплоносителя и длительная остановка систем водяного отопления, что приносит большой экономический и социальный ущерб.

Прямоточные или рециркуляционные газовоздушные теплообменники могут быть мощностью до 6 МВт (рис. 13.5). В этом теплогенераторе установлена вихревая газовая горелка. Из камеры сгорания газы по радиальному каналу поступают в кольцевой теплообменник, откуда через дымовую трубу удаляются в атмосферу. Стенки кольцевого теплообменника с обеих сторон омываются нагреваемым воздухом, нагнетаемым радиальным вентилятором. Воздух в количестве до 16000 м^3/ч, не смешиваясь с продуктами сгорания, нагревается на 100...ПО °С и поступает в систему воздушного отопления. Теплогенератор снабжен системой автоматики, которая обеспечивает двухступенчатое регулирование тепловой мощности (50 и 100 % номинальной нагрузки). Автоматика безопасности предусматривает автоматический пуск теплогенератора и аварийное отключение газа.

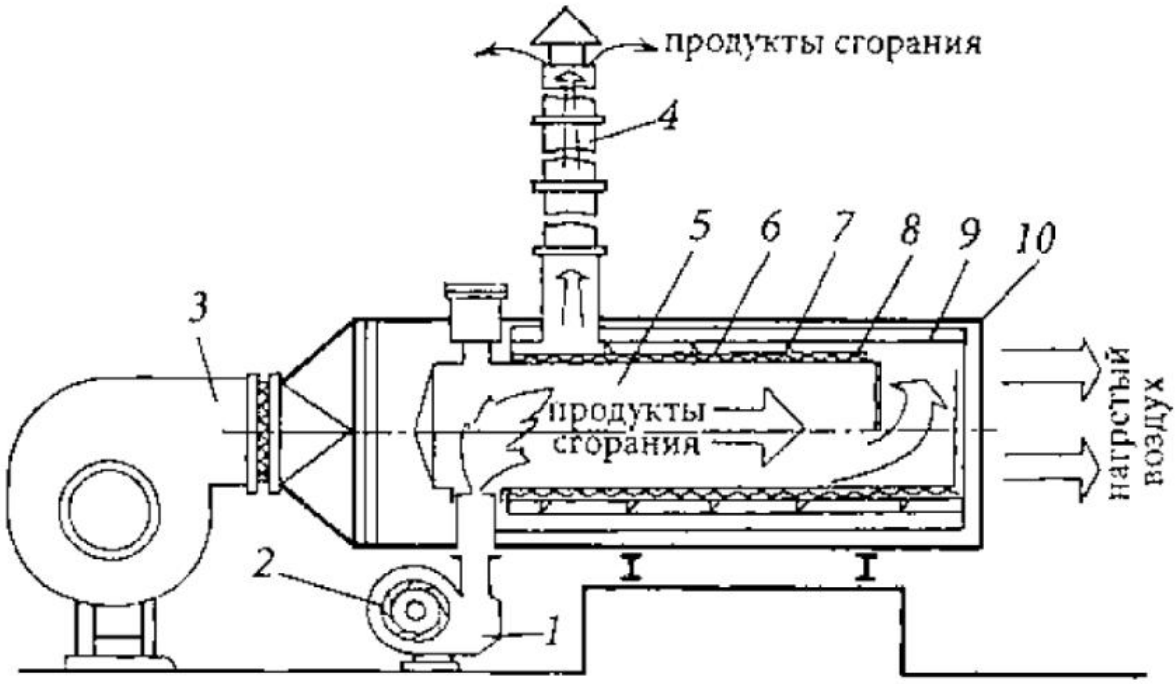

Рис. 13.5. Газовоздушный теплообменник: *1* - газовая горелка; *2* - воздушный патрубок горелки; *3* - радиальный вентилятор; *4* - дымовая труба; *5* - камера сгорания; *6* - кольцевой теплообменник; *7* - винтообразная перегородка; *8* - проволочная сетка; *9* - экран; *10* - наружный кожух

Смесительные газовоздушные теплообменники (рис. 13.6) применяют для совместного отопления и вентиляции производственных помещений, когда вентиляционная тепловая нагрузка превышает отопительную, что характерно для большинства промышленных зданий. Смесительные воздухонагреватели находят широкое применение в качестве децен-

трализованных теплоисточников. В помещения подают смесь наружного воздуха с продуктами сгорания газа, причем рециркуляция воздуха исключается.

В смесительных воздухонагревателях газ можно сжигать при небольшом коэффициенте избытка воздуха (1,05... 1,2), а продукты сгорания далее смешивать с потоком холодного воздуха (рис. 13.6, *а).* Можно сжигать непосредственно в потоке нагреваемого воздуха, при этом коэффициент разбавления продуктов сгорания воздухом определяется температурой нагреваемого воздуха (рис. 13.6, *б).*

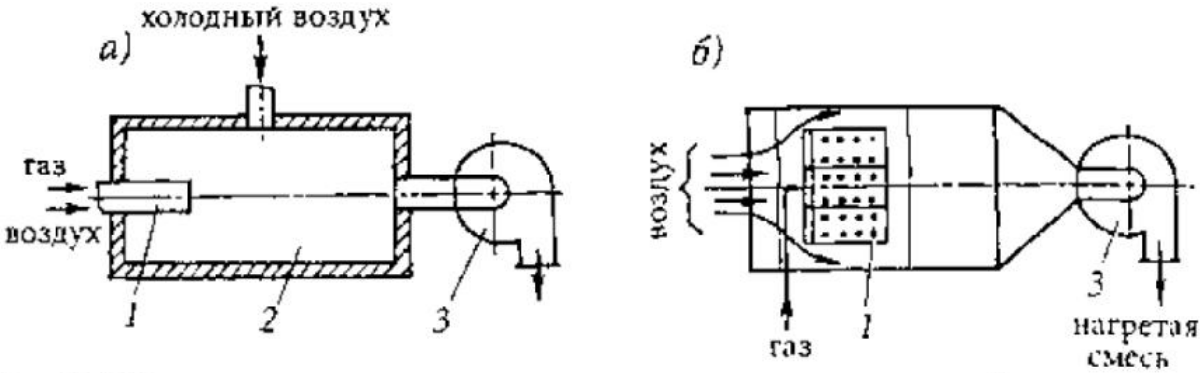

Рис. 13.6. Принципиальные схемы смесительных газовоздушных теплообменников: *а* - с разбавлением продуктов сгорания в специальной камере; *б* - со сжиганием газа непосредственно в потоке воздуха; *1* - блок газовых горелок; *2* - камера смешения; *3* - радиальный вентилятор

Чаще применяют теплообменники второго типа. Смесительные воздухонагреватели из-за того, что температура наружного воздуха переменна, имеют широкий диапазон регулирования. В нагревателях установлены диффузионные горелки (без предварительного смешения газа с воздухом). Все нагреватели оснащены автоматикой регулирования температуры смеси, а также автоматикой безопасности.

Основные достоинства смесительных теплообменников - практически полное использование химической теплоты сжигания газа (КПД около 100 %), значительное снижение затрат на сооружение котельных и тепловых сетей из-за уменьшения их мощности и протяженности. Основной недостаток - повышенное содержание вредных веществ (в основном CO) в воздухе, подаваемом в помещение.

В производственных и вспомогательных зданиях промышленных предприятий подобные теплообменники применяют также в качестве первой ступени нагревания воздуха (с последующим догреванием его до требуемой температуры в водяных калориферах) или второй ступени нагревания воздуха после первичного нагревания в утилизаторах теплоты выбросного вентиляционного воздуха.

§ 13.5. Газовоздушное лучистое отопление

В системе газовоздушного отопления с излучателями функцию отопительных приборов выполняют теплоизлучающие трубы, проложенные в верхней зоне (не ниже 5 м от поверхности пола) помещения (рис. 13.7). Внутри замкнутого контура теплоизлучающих труб циркулирует смесь нагретого воздуха с продуктами сгорания. Теплоотдача с поверхности труб в помещение происходит преимущественно излучением (до 60 %).

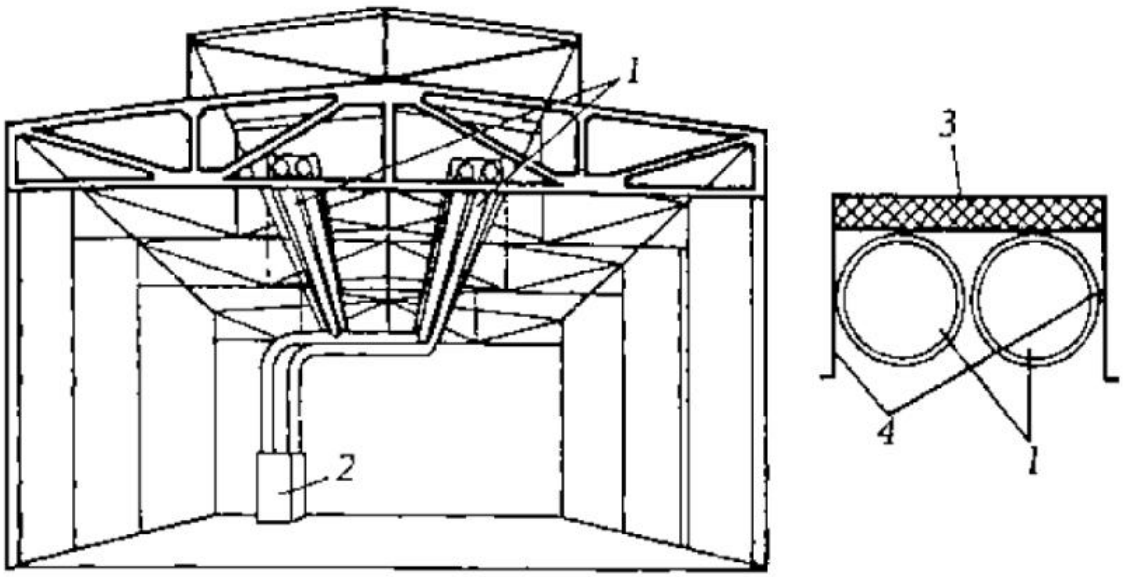

Рис. 13.7. Система газовоздушного отопления с теплоизлучающими трубами в межферменном пространстве цеха: *1* - теплоизлучающие трубы; *2* - теплогенератор; *3* - теплоизоляция; *4* - козырьки

Излучатели собирают на фланцах из тонкостенных стальных труб (толщина стенки 0,7 мм) диаметром 400 мм и длиной 6 м. Для уменьшения теплопотерь в верхнюю зону помещения теплоизлучающие трубы покрывают сверху теплоизоляцией, а сбоку устанавливают продольные вертикальные стальные экраны (козырьки).

Смесь воздуха с продуктами сгорания газа проходит через теплогенератор. Принципиальная схема движения потоков в теплогенераторе показана на рис. 13.8. Охладившийся в системе отопления до температуры 80...90 °С теплоноситель в теплогенераторе разделяется на два потока. Основной смешивается с новой порцией продуктов сгорания газа. Газ сгорает в дутьевой горелке, которая может работать с переменным коэффициентом расхода воздуха. Далее нагретая смесь с температурой до 340 °С поступает в систему отопления. Другая часть теплоносителя в объеме, равном объему продуктов сгорания, проходит через теплоутилизатор (ТУ) и выбрасывается в атмосферу. В ТУ за счет теплоты теплоносителя нагревается воздух, забираемый из помещения и направляемый в горелку для сжигания газа. При этом несколько снижается расход газа и повышается КПД установки (до 96 %).

Преимущества газовоздушного лучистого отопления по сравнению с воздушным отоплением: экономия тепловой энергии за счет уменьшения градиента температуры по высоте помещения, возможность снижения температуры воздуха в рабочей зоне при сохранении условий теплового комфорта, автономность, не замерзаемость, удобство регулирования.

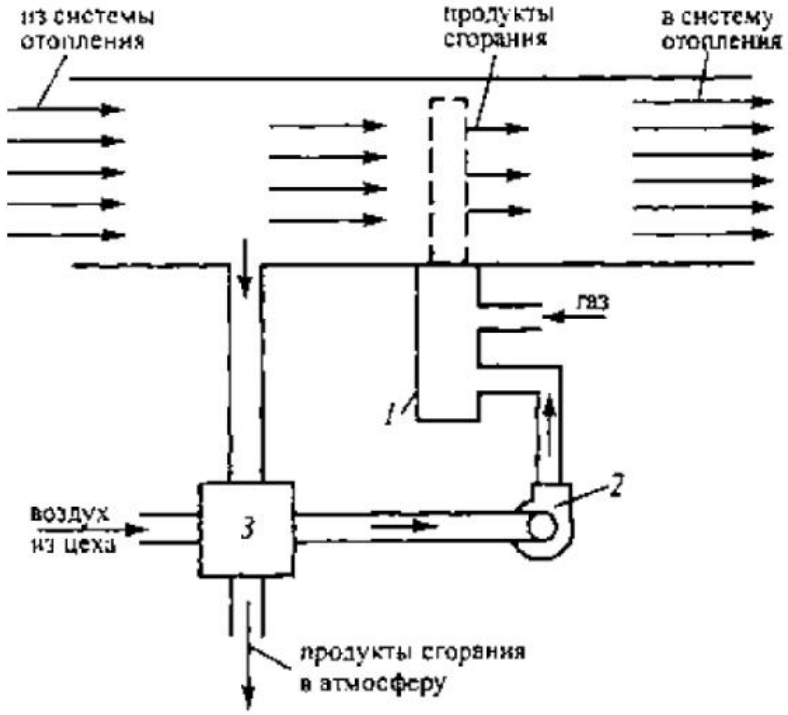

Рис. 13.8. Принципиальная схема движения газовоздушных потоков в теплогенераторе: *1* - газовая горелка; *2* - дутьевой радиальный вентилятор; *3* - теплоутилизатор

§ 13.6. Газовое лучистое отопление

Отопительными приборами в этой системе отопления являются горелки инфракрасного излучения. Систему лучистого отопления наиболее целесообразно применять в больших помещениях со значительными тепло-потерями. Особенно эффективна она при обогревании частично или полностью открытых рабочих площадок (монтажных, сборочных, открытых стоянок автомобилей и т.д.). Небольшие размеры и масса инфракрасных горелок делают их удобными для размещения в отапливаемых помещениях. Их теплопередающая поверхность по площади почти в 10 раз меньше, чем площадь нагревательной поверхности отопительных приборов водяного отопления. Газовое лучистое отопление применяется также в различных сельскохозяйственных и складских помещениях. Существуют системы газолучистого отопления крупных сборочных, прокатных и литейных цехов машиностроительных заводов.

На рис. 13.9 показана унифицированная газовая горелка инфракрасного излучения тепловой мощностью 3,7...4,4 кВт. Излучающая огнеупорная огневая насадка горелки собрана из 10 керамических плиток размером 65×45×12 мм каждая. В каждой плитке имеется большое количество (около 1000) цилиндрических каналов диаметром 1,5 мм.

Применяется горелка эжекционного типа для газа низкого давления с полным предварительным смешиванием газа и воздуха. Газ, выходя из сопла, засасывает окружающий воздух в количестве, необходимом для полного сжигания, и перемешивается с ним в смесителе.

Газовая смесь после диффузора смесителя поступает в распределительную камеру относительного большого объема. Скорость потока смеси значительно уменьшается, чем обеспечивается почти одинаковое статическое давление на внутреннюю поверхность плиток. При этом газовоздушная смесь движется с примерно равной скоростью во всех огневых цилиндрических каналах и, следовательно, создает факелы одинаковой длины.

При работе горелки керамические плитки прогреваются на некоторую глубину и подогревают газовоздушную смесь в огневых каналах. Газовоздушная смесь сгорает в тонком слое над наружной поверхностью плиток, которая разогревается примерно до 850 °С. Металлическая сетка, расположенная над керамическим излучателем, при работе горелки нагревателя становится сама дополнительным излучателем и, кроме того, служит стабилизатором горения, предотвращая отрыв пламени.

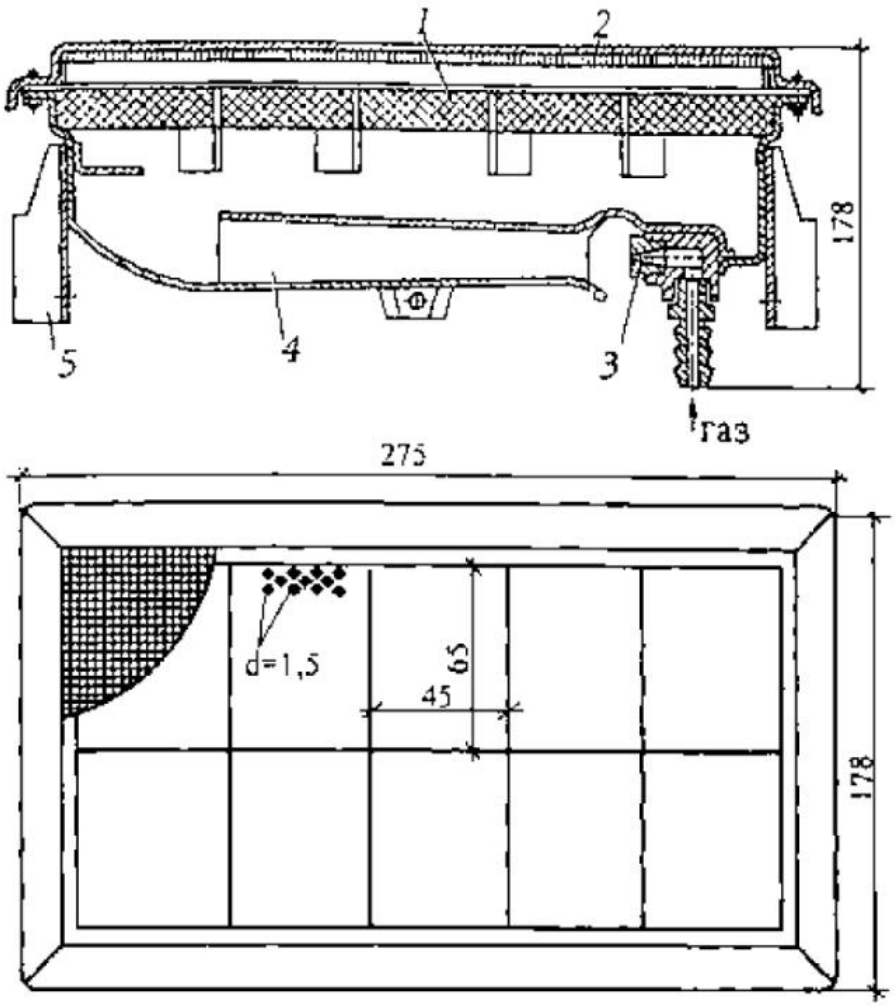

Рис. 13.9. Газовая горелка инфракрасного излучения: *1* - излучатель; *2* -сетка; *3* - сопло; *4* - смеситель; *5* - кронштейн

При температуре излучающей поверхности 850 °С около 60 % теплоты, выделившейся при сгорании газа, передается излучением, в основном, в виде инфракрасных лучей с длиной волны 2,5...2,7 мкм.

Расчеты систем отопления с излучающими -горелками для помещений различного назначения могут значительно отличаться. Так, для помещений с мало- или не теплоемкими ограждающими конструкциями, а также для отопления рабочих мест на открытом воздухе или в случае зонного обогрева отопительную нагрузку можно определить по условию комфортной облученности человека. В остальных случаях нагрузку следует определять с учетом теплопотерь помещения и лучисто-конвективного теплообмена системы отопления с помещением.

При инфракрасном отоплении сельскохозяйственных помещений существенное значение имеет плотность облученности животных, растений, а также обслуживающего персонала, которая не должна превышать 348 Вт/м$_2$. При превышении этого значения влияние радиа-

ционных теплоизбытков уменьшают воздушным душированием с подачей наружного воздуха на места постоянного пребывания работающих.

Размещение горелок (число рядов, расстояние между горелками в ряду, высоту их подвески над полом, угол наклона горелок) определяют исходя из норм облученности и в зависимости от типа горелок.

КОНТРОЛЬНЫЕ ЗАДАНИЯ И УПРАЖНЕНИЯ

1. 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?
2. 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?
3. Зачем в нижней части двери помещения, где устанавливают газовые водонагреватели (например, кухни), нужно предусматривать решетку или зазор между дверью и полом с определенной площадью?
4. Исходя из стехнометрического уравнения реакции горения, определите теоретически необходимое количество воздуха для сжигания 1 $м^3$ метана (V_0, $м^3$ воздуха/$м^3$ газа), приняв состав воздуха: 79 % азота и 21 % кислорода.
5. 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 К - 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.
6. Определите значение коэффициента разбавления (см. п. 5) для газовых воздухонагревателей, работающих в климатических условиях Москвы, Норильска, Новороссийска, при сжигании природного газа ($Q^C_н$ =36000 кДж/$м^3$, V_0=9,5 $м^3/м^3$). Температура смеси на выходе из нагревателя $t_{см}$=+25 °С, средняя теплоемкость воздуха и смеси с=1,25 кДж/(кг·°С).
7. Сколько выделяется водяных паров и CO_2 ($м^3$/ч) в помещение, где установлена одна горелка инфракрасного излучения, работающая на природном газе (метане)?

ГЛАВА 14. ЭЛЕКТРИЧЕСКОЕ ОТОПЛЕНИЕ

§ 14.1. Общие сведения

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 электрокотлами.

По степени использования электроэнергии для отопления различают системы с полным покрытием отопительной нагрузки и с частичным ее покрытием (комбинированное отопление, § 14.5) 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 теплопотребности 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 $м^2$ 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.

§ 14.2. Электрические отопительные приборы

Электрические приборы с прямым преобразованием электрической энергии в тепловую, как и обычные отопительные приборы, подразделяют по преобладающему способу теплоотдачи на радиационные, конвективные и радиационно-конвективные. При температуре греющей поверхности ниже 70 °С их относят к низкотемпературным, выше 100 °С - к высокотемпературным.

Электроотопительные приборы могут быть стационарными и переносными (напольными, настольными, настенными, потолочными); безынерционными и с аккумуляцией теплоты; нерегулируемыми и со ступенчатым, бесступенчатым и автоматическим регулированием. В зависимости от конструкции электрические отопительные приборы называют электроконвекторами, электрокалориферами, электротепловентиляторами. Выпускают также электрические печи, электрические воздушно-тепловые завесы, подвесные панели, греющие обои, панели с греющим кабелем.

Панели электрического отопления с греющим кабелем делают совмещенными со строительными конструкциями и приставными к ним.

По принципу тепловыделения нагревательные кабели, используемые в панельном отоплении, относятся к резистивным. У резистивных кабелей теплота выделяется нагревательной жилой, окруженной изоляцией, экранами и защитными оболочками. Они могут запитываться с двух или одного конца (двухжильные кабели). Преимуществами таких кабелей является простота конструкции, высокая технологичность (монтаж нагревательных секций на объекте занимает мало времени и несложен) и относительно низкая стоимость. Недостатком является необходимость использования секций строго заданной длины.

Исполнение нагревательных кабелей отличается наличием или отсутствием, а также материалом изоляции, защитного экрана и наружной оболочки. Исполнение кабеля определяет уровень защищенности кабеля от влияния окружающей среды и его рабочую температуру. Кабели, применяемые для панельного отопления, считаются низкотемпературными, так как температура греющей жилы в них не превышает 100 °С.

Нагревательная жила в зависимости от требуемого электрического сопротивления, состоящая из одной или нескольких проволок, изготавливается из специальных сплавов, оцинкованной стали, латуни, меди, алюминия. Электрическое сопротивление современных кабелей, использующихся в панельном отоплении, лежит в пределах 0,041...20 Ом·м. Обычно кабель имеет поверх нагревательной жилы один или два слоя изоляции из пластика, защитный экран в виде оплетки из медной проволоки сечением 1 мм^2 и наружную оболочку из поливинилхлоридного пластика или полиэтилена. Сопротивление изоляции приблизительно равно 1×10^5 МОм·м. Для усиления механической защиты и снижения генерируемых электромагнитных полей применяется так называемый бронированный кабель, у которого оплетка выполнена из отожженной медной проволоки. Защитный экран кабелей должен быть подключен к заземляющему контуру здания (или к нулевому прово-

ду). Одножильные кабели бывают круглыми диаметром от 5 до 7 мм, а двухжильные, как правило, овальными размерами около 5,3×7,6 мм.

Современные греющие кабели имеют токопроводящую жилу, выполненную из материалов, обладающих низким температурным коэффициентом сопротивления, что значительно упрощает тепловые расчеты. В настоящее время разработана принципиально новая конструкция кабеля, теплоотдача которого определяется только напряжением питания. В этих саморегулирующихся кабелях теплота выделяется в полупроводящей пластмассе, заполняющей пространство между двумя токопроводящими жилами.

При повышении температуры сопротивление пластмассы возрастает и тепловыделение падает, благодаря чему создается эффект саморегулирования. Конструкция окружена электроизолирующими и защитными оболочками и экранами и запитывается с одного конца. Большим преимуществом такого кабеля является возможность использования произвольными длинами, отрезаемыми по месту. При таких кабелях необходимая плотность теплового потока будет достигаться варьированием шага их раскладки. Саморегулирующиеся кабели не перегреваются и не перегорают. Недостатком кабеля следует считать большой стартовый ток, превышающий номинальный в 1,5...2 раза. Кроме того, к недостаткам относят невозможность обеспечить форсированный обогрев. Саморегулирующийся кабель довольно дорог. Но при серийном производстве цена возможно будет снижена.

Резистивные кабели имеют линейную мощность от 15 до 25 Вт/м. Рекомендуется устройство шага раскладки кабеля с таким расчетом, чтобы поверхностная мощность системы не превышала 150 Вт/м^2 у малоинерционных панелей и 200 Вт/м^2 у аккумулирующих теплоту. Шаг раскладки кабеля должен лежать в пределах 10...20 см. При этом, как правило, допускается минимальный радиус изгиба кабеля 150 мм. Нагревательные секции при изменении длины от 5 до 125 м увеличивают свою мощность приблизительно от 100 до 2500 Вт. Появились секции греющего кабеля, закрепленные на пластиковой сетке. Плоскостные секции на сетке выполняются различной длины шириной 0,5 м.

Сейчас наибольшее распространение получили напольные системы электроотопления, при которых кабель или провод закладывается в междуэтажное перекрытие. На рис. 14.1 показаны варианты такой конструкции.

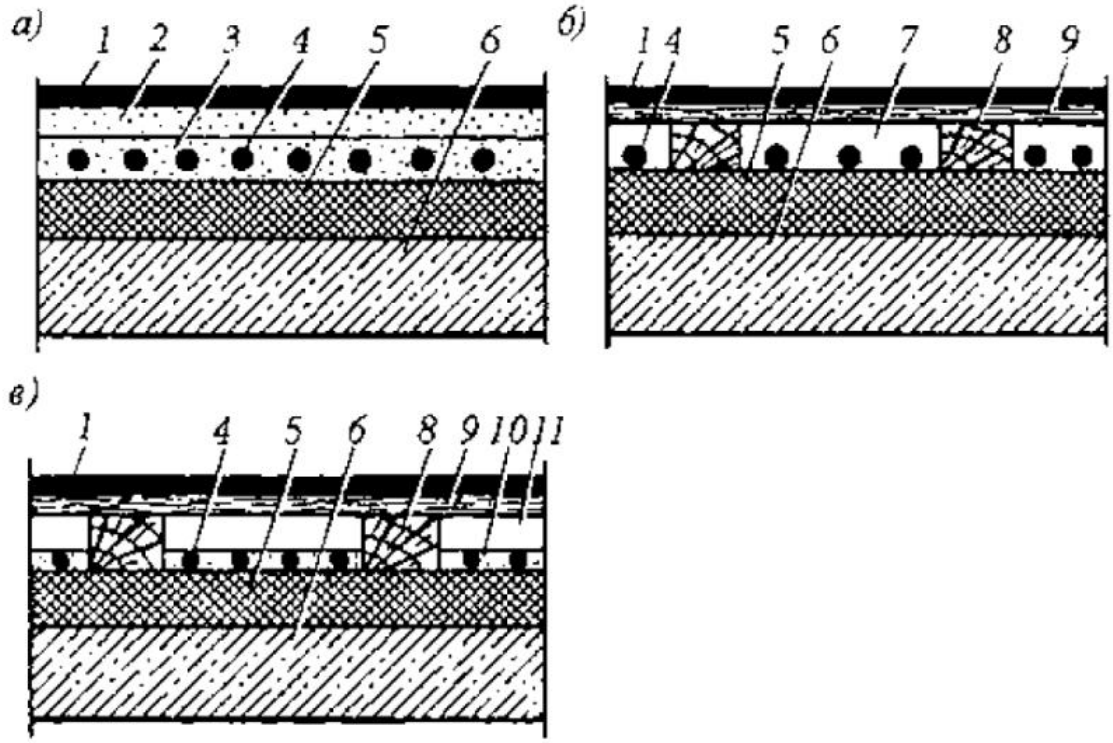

Рис. 14.1. Греющий кабель в перекрытиях зданий: *а* - замоноличенный; *б* - в воздушной прослойке; *в* - замоноличенный под воздушной прослойкой; *1* - покрытие пола; *2* - стяжка толщиной 20...30 мм; *3* - монолитный слой толщиной 40...50 мм; *4* - греющий кабель; *5* - звуко-теплоизоляция; *6* - несущая железобетонная плита; *7* - воздушная прослойка толщиной 40...50 мм; *8* - лага 50×50 мм; *9* - настил пола толщиной 20 мм; *10* - монолитный слой толщиной 20 мм; *11* - воздушная прослойка толщиной 30 мм

В зданиях с бетонными перекрытиями применяют замоноличивание греющего кабеля в конструкцию пола (рис. 14.1, *а).* Термическое сопротивление слоев, расположенных между кабелем и покрытием пола, принимают и пределах 0,045...0,2 $м^2 \cdot °С/Вт$.

В зданиях с полами на лагах греющий кабель располагают в воздушной прослойке (рис. 14.1, *б)* для выравнивания температуры поверхности пола. При этом менее вероятно местное перегревание кабеля. Его укладывают на металлическую сетку таким образом, чтобы он не касался утеплителя, так как в противном случае может произойти перегрев кабеля или изоляции.

Для интенсификации конвективного теплообмена в воздушной прослойке в углах помещения оставляют вентиляционные отверстия, перекрытые решетками. Недостатком конструкции является перерасход кабеля из-за уменьшения его теплоотдачи.

В зданиях с полами на лагах применяют также замоноличивание кабеля и устройство воздушной прослойки над замоноличивающим слоем (рис. 14.1, *в).* Такая конструкция совмещает в себе преимущества первых двух: увеличенную теплоотдачу и предотвращение местного перегревания кабеля.

Регулирование теплоотдачи панели электрического отопления выполняют двухпозиционно.

Для отопления производственных помещений большого объема применяют подвесные электропанели. Тепловую мощность подвесных панелей рассчитывают по балансам теплоты в верхней (над панелью) и нижней (под панелью) частях помещения. При этом счи-

тают, что теплопотери верхней зоны компенсируются теплоотдачей панели вверх, а теплопотери нижней зоны - теплоотдачей вниз. На рис. 14.2 дана схема конструкции подвесной панели. При изолированном кабеле плотность теплового потока в них составляет около 460 Вт/м^2 (теплоотдача вниз 85 %), при неизолированном кабеле - около 840 Вт/м^2 (теплоотдача вниз около 88 %).

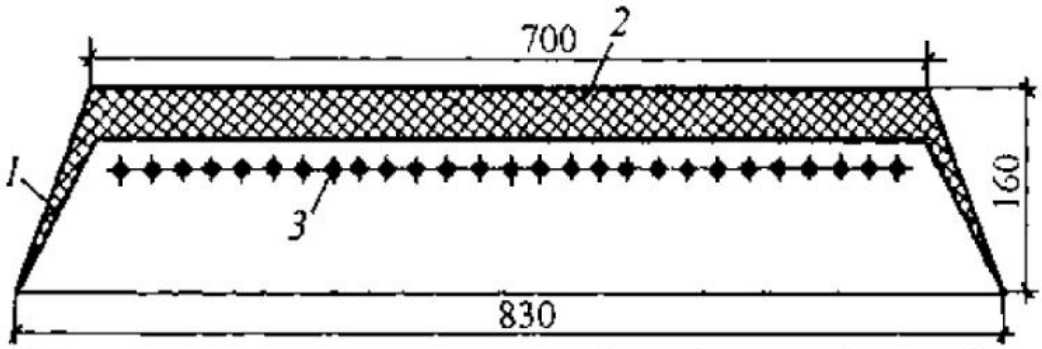

Рис. 14.2. Подвесная панель с греющим электрокабелем: *1* - стальной кожух; *2* - теплоизоляция; *3* - нагреватель в виде изолированного кабеля

Для отопления отдельных помещений используют электронагревательные печи ПЭТ (рис. 14.3). В печи под перфорированным кожухом помещены на фарфоровых колодках трубчатые электронагревательные элементы (ТЭН) мощностью 0,5...1 кВт. Температура поверхности ТЭН на 130..150 °С выше температуры окружающего воздуха. При монтаже печи как в горизонтальном, так и вертикальном положении (с электропитанием снизу) к болту заземления присоединяют заземляющий провод.

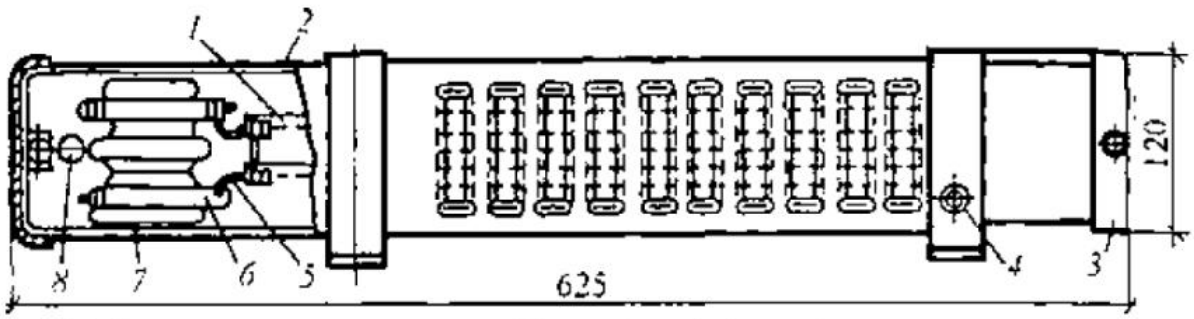

Рис. 14.3. Электронагревательная печь (боковой вид): *1* - трубчатые электронагреватели; *2* - стальной кожух; *3* - крышки; *4* - контакт заземления; *5* - перемычки; *6* - токоведущие шпильки; *7* - дно; *8* - отверстие для ввода электропитания

Переносные электроотопительные приборы применяют для дополнительного отопления жилых и общественных зданий, садовых домиков.

Распространенным электроотопительным прибором является электрокамин, который по исполнению может быть настенным, напольным, универсальным. Нагревательные элементы бывают сосредоточенными или линейными с температурой 750...800 °С.

Выпускают электрокамины чисто функциональные, предназначенные только для отопления, и декоративно-функциональные, являющиеся, кроме того, частью интерьера. На рис. 14.4 показана конструкция функционального электрокамина со сферическим отражателем. Для изменения направления радиационного теплового потока отражатель может поворачиваться. В декоративно-функциональном электрокамине (рис. 14.5) имитируется горение дров. Теплый воздух вращает вертушку с прорезями, и на панель и экран падают блики света от красной лампы.

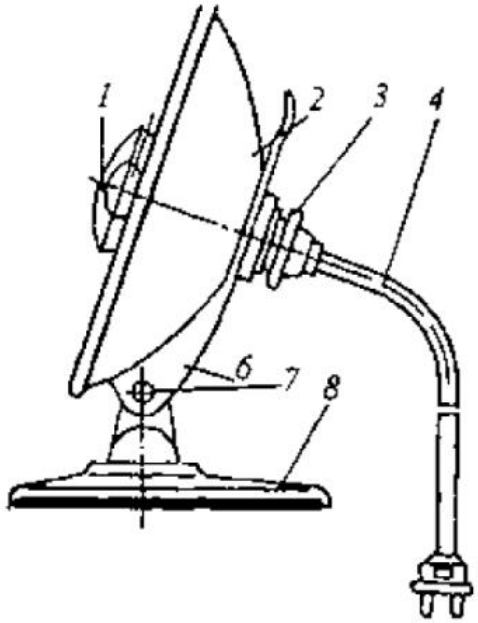

Рис. 14.4. Электрокамин со сферическим отражателем: *1* - декоративная защитная решетка; *2* - нагревательный элемент; *3* - отражатель; *4* - патрон; *5* - шнур электропитания; *6* - кронштейн; *7* - поворотный винт; *8* - подставка

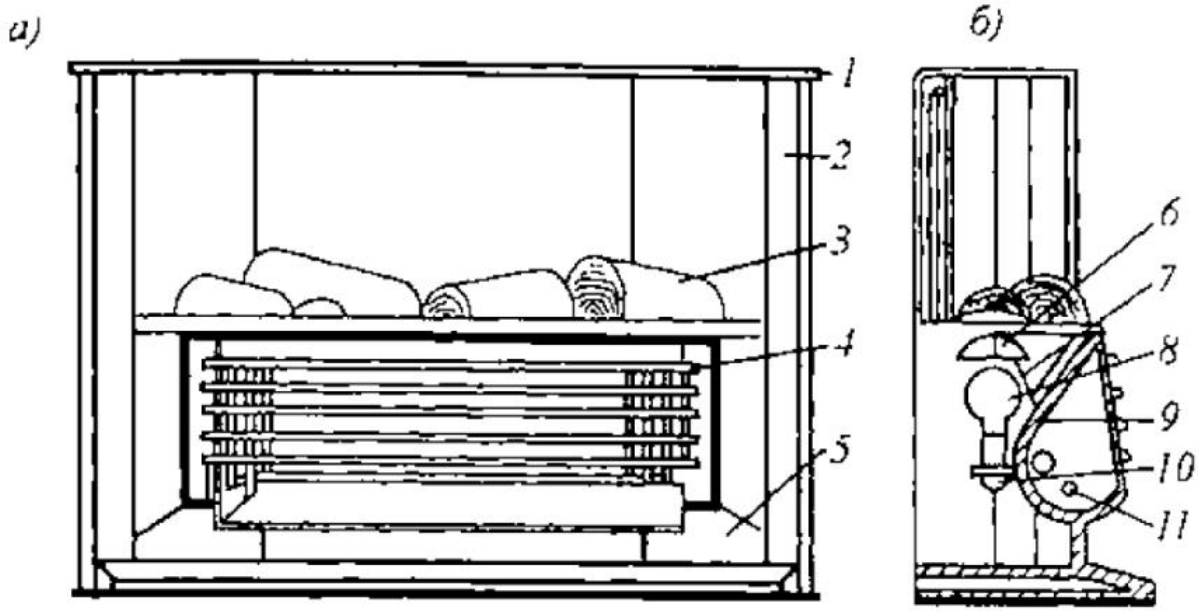

Рис. 14.5. Декоративно-функциональный электрокамин: *а* - вид спереди; *б* - вид сбоку; *1* - декоративный внешний корпус; *2* - внутренний металлический корпус; *3* - панель имитации топлива; *4* - декоративно-защитная решетка; *5* - полупрозрачный экран; *6* - вертушка; *7* - кронштейн с иглой; *8* - красная лампа; *9* - отражатель; *10* - патрон; *11* - нагревательные элементы

Электрорадиаторы делают напольными (с промежуточным теплоносителем - минеральным маслом) мощностью 0,5...3 кВт. Они бывают панельными (рис. 14.6) и секционными, когда корпус собирается из отдельных секций, сваренных между собой.

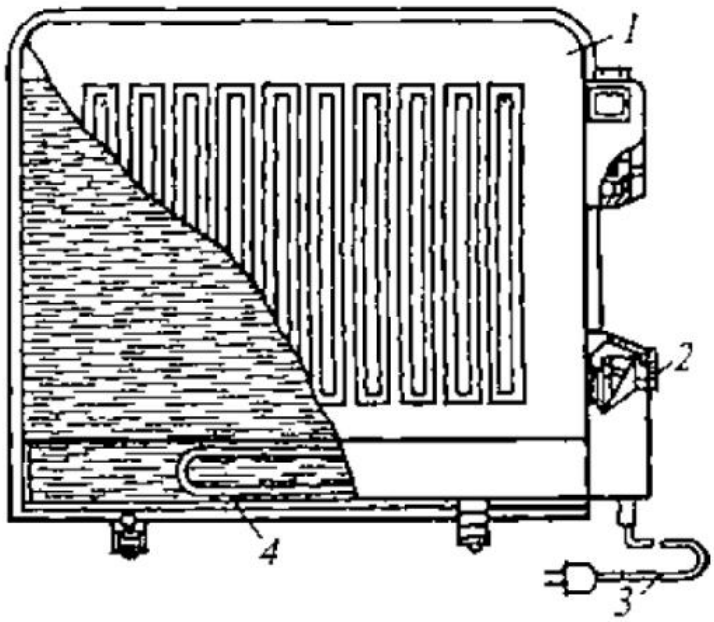

Рис. 14.6. Панельный электрорадиатор: *1* - герметичный корпус, заполненный маслом; *2* - регулятор температуры; *3* - шнур электропитания; *4* - электронагреватель

Теплоотдача электрорадиатора излучением составляет 50 % общего теплового потока. Максимальная температура поверхности радиатора достигает 110 °С, а средняя - 85...95 °С. Электрорадиаторы, как правило, имеют термоограничитель, отключающий прибор при достижении температуры 130 °С на корпусе. Выносной терморегулятор, которым укомплектовано большинство электрорадиаторов, позволяет поддерживать необходимую температуру в обогреваемом помещении.

В электроконвекторах теплоотдача осуществляется преимущественно (90 %) естественной конвекцией. Наиболее распространенной является напольная модель (рис. 14.7).

Электроконвектор мощностью 0,5...3 кВт представляет собой корпус, внутри которого расположены нагревательные элементы - спираль из сплава высокого сопротивления (как правило, нихрома) или трубчатый электронагреватель. Температура открытой спирали 600...900 °С, трубчатого нагревателя - 450...500 °С. Температура выходящего из конвектора воздуха не превышает температуры окружающего воздуха более чем на 85 °С. Новые конструкции конвекторов оснащают терморегуляторами.

Электротепловентилятор - отопительный прибор с теплоотдачей при вынужденной конвекции, создаваемой встроенным вентилятором. Мощность прибора доходит до 9 кВт, поэтому тепловентилятор иногда называют тепловой пушкой, выбрасывающей мощную тепловую струю.

Нагревательные элементы в электротепловентиляторах такие же, как в электроконвекторах. Приборы имеют ступени регулирования мощности и, как правило, две частоты вращения вентилятора. Для защиты от перегрева в цепь нагревательных элементов включают термоограничитель.

Выпускают также комбинированные электроприборы: электрокамины-конвекторы и электрокамины-радиаторы.

В основе расчетов тепловой мощности Q, Вт, отопительных приборов с прямым преобразованием электрической энергии в тепловую лежит закон Джоуля-Ленца, применительно к переменному току имеющий следующее выражение

$$Q = I^2r = UIk = U^2k^2 / r, \qquad (14.1)$$

где I - сила тока, проходящего по проводнику, А; r - активное сопротивление проводника, Ом; U - напряжение, подаваемое на проводник, В; k - коэффициент мощности проводника (при частоте тока 50 Гц k изменяется от 0,96 до 0,98 и его приравнивают к единице, но вводят некоторый запас мощности).

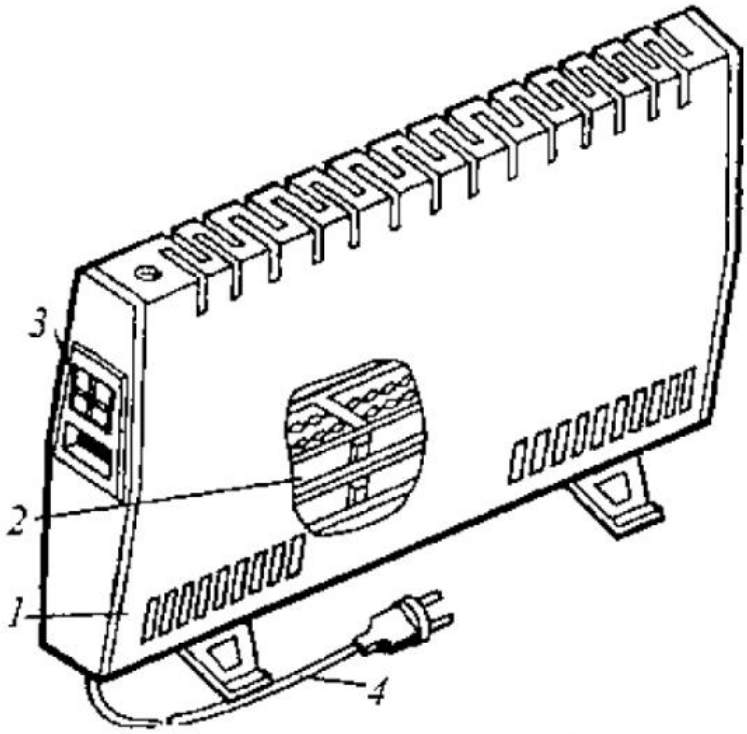

Рис. 14.7. Электроконвектор: *1* - корпус; *2* - нагревательный элемент в виде стальных пластин; *3* - выключатели; *4* - шнур электропитания

В расчетах количества теплоты, выделяемой греющим кабелем, учитывают зависимость активного сопротивления проводника от его температуры. Для металлических (из стали, алюминия, меди) токопроводящих жил греющих кабелей сопротивление r_l, Ом, при температуре до 100 °С составляет

$$r_t = (\rho_0 l_к / a)(1 + \alpha_0 t_{пр}), \qquad (14.2)$$

где ρ_o - удельное электрическое сопротивление провода или кабеля, Ом·м, при температуре О °С; $1_К$ - длина греющего элемента, м; а - площадь поперечного сечения провода или кабеля, м^2; $t_{пр}$ - температура греющего элемента, °С; α_0 - температурный коэффициент сопротивления при О °С, 1/°С.

Расчет теплоотдачи панели при шаге раскладки кабелей 0,04...0,2 м выполняют в предположении равномерности температурного поля на поверхности. При этом для панели площадью $А_{пан}$, м^2, с шагом раскладки кабеля s, м, длину греющего кабеля $1_К$, м, определяют по формуле

$$l_к = A_{пан} / s. \qquad (14.3)$$

После подстановки (14.2) и (14.3) в (14.1) получим уравнение с двумя неизвестными s и $t_{пр}$. Поэтому в расчетах используют уравнение, в котором на основе экспериментальных данных температура на поверхности изоляции кабеля $t_К$ связывается с шагом раскладки кабеля s и теплоотдачей 1 м^2 греющей панели $q_К$.

Теплоотдачу $q_к$, Вт/м^2, складывают из теплоотдачи лицевой $q_{лиц}$ и тыльной $q_{тыл}$I сторон

$$q_к = q_{лиц} + q_{тыл}. \qquad (14.4)$$

При проектировании греющей панели электрического лучистого отопления может быть принят следующий порядок расчета.

1. Назначают площадь отопительной панели $A_{пан}$, м^2, и по заданной тепловой нагрузке определяют требуемую плотность теплового потока $q_{лиц}$, Вт/м^2, панели в сторону расчетного помещения.

2. Вычисляют температуру лицевой поверхности панели $t_{п.лиц}$ с проверкой допустимости ее как для панели водяного отопления и коэффициенты лучистого $\alpha_{п.лиц}$ и конвективного $\alpha_{к\ лиц}$ теплообмена.

3. Находят требуемую среднюю температуру $t_{ср}$, °С, на оси заложения греющего провода или кабеля

$$t_{ср} = t_{в.лиц} + R_{лиц}q_{лиц} \qquad (14.5)$$

и плотность теплового потока $q_{тыл}$, Вт/м^2, с тыльной стороны панели

$$q_{тыл} = (t_{ср} - t_{в.тыл}) / R_{тыл}, \qquad (14.6)$$

где $t_{в.лиц}$, $t_{в.тыл}$ - температура воздуха с лицевой и тыльной сторон панели, °С; $R_{лиц}$, $r_{тыл}$ - сопротивления теплопередаче от оси источников к воздуху с лицевой и тыльной сторон панели, м^2 °С/Вт.

4. По вычисленному значению $q_{тыл}$ рассчитывают температуру поверхности панели с тыльной стороны $t_{п.тыл}$ и плотность теплового потока панели $q_к$, Вт/м^2.

5. Определяют шаг раскладки кабеля s и температуру на поверхности изоляции кабеля $t_К$, используя уравнение (14.1), а также некоторые эмпирические зависимости.

6. Если $t_к$ оказалась ниже предельно допустимой, а s - больше минимально возможного (10...15$D_к$), то по формуле (14.3) находят длину кабеля. В противном случае делают перерасчет.

§ 14.3. Электрическое аккумуляционное отопление

Электротеплоаккумулирующие приборы потребляют электроэнергию только в периоды снижения других электрических нагрузок. Такие приборы, выравнивающие суточное потребление электроэнергии, повышают эффективность работы энергосистем. В настоящее

время региональные энергетические комиссии пытаются решить проблему выравнивания нагрузок на энергосистему введением дифференцированных по времени суток тарифов. Низкий тариф действует с 23.00 до 7.00 часов, а в остальное время - обычный. Разница в тарифах составляет от 2,5 до 8 раз в зависимости от группы потребителей и региона, в котором они находятся.

Общий суточный цикл работы электротеплоаккумулирующего прибора включает в себя период "зарядки" (обычно ночной), в течение которого нагревательные элементы подключены к электрической сети, и период "разрядки", когда нагревательные элементы от сети отключены.

Наибольшее распространение получили теплоаккумулирующие печи. Для аккумуляции теплоты в печах имеется сердечник из теплоемкого, теплопроводного, взрывобезопасного дешевого материала без запаха. Эффективным материалом считается магнезит.

В бытовых электротеплоаккумулирующих печах температура сердечника не превышает 600 °С. Для увеличения продолжительности разряда и ограничения температуры кожуха 100 °С применяют тепловую изоляцию сердечника.

Электротеплоаккумулирующие печи с твердым теплоаккумулирующим материалом подразделяют на три типа (рис. 14.8):

- нерегулируемые (рис. 14.8, *а)* - наиболее простые и дешевые. При их применении возникают наибольшие колебания температуры помещения. Теплоту они отдают за счет излучения и конвекции примерно в равных долях;
- аккумулирующие конвекторы (рис. 14.8, *б).* Внутренний конвективный канал и регулирующий клапан позволяют поддерживать более ровную температуру помещения в течение суток;
- динамические теплоаккумуляторы (рис. 14.8, в) - наиболее совершенные, со встроенным двухскоростным вентилятором и регулирующим клапаном. Основной способ теплоотдачи - вынужденная конвекция. Высокотемпературный воздух, прошедший через П-образный канал, смешивается с воздухом помещения, что обеспечивает допустимую (обычно 40...50 °С) температуру на выходе из решетки. Сигнал на включение и выключение вентилятора поступает от датчика температуры, устанавливаемого в помещении.

В настоящее время в России (г. Нижний Тагил) выпускаются печи третьего типа мощностью от 2 до 7,5 кВт; рассчитанные на 8 ч зарядки.

На рис. 14.9 показана схема у правления системой электроаккумуляционного отопления одноквартирного дома с зарядкой приборов в ночное время, продолжительность которой регулируется в зависимости от температуры наружного воздуха и остаточной теплоты в приборах.

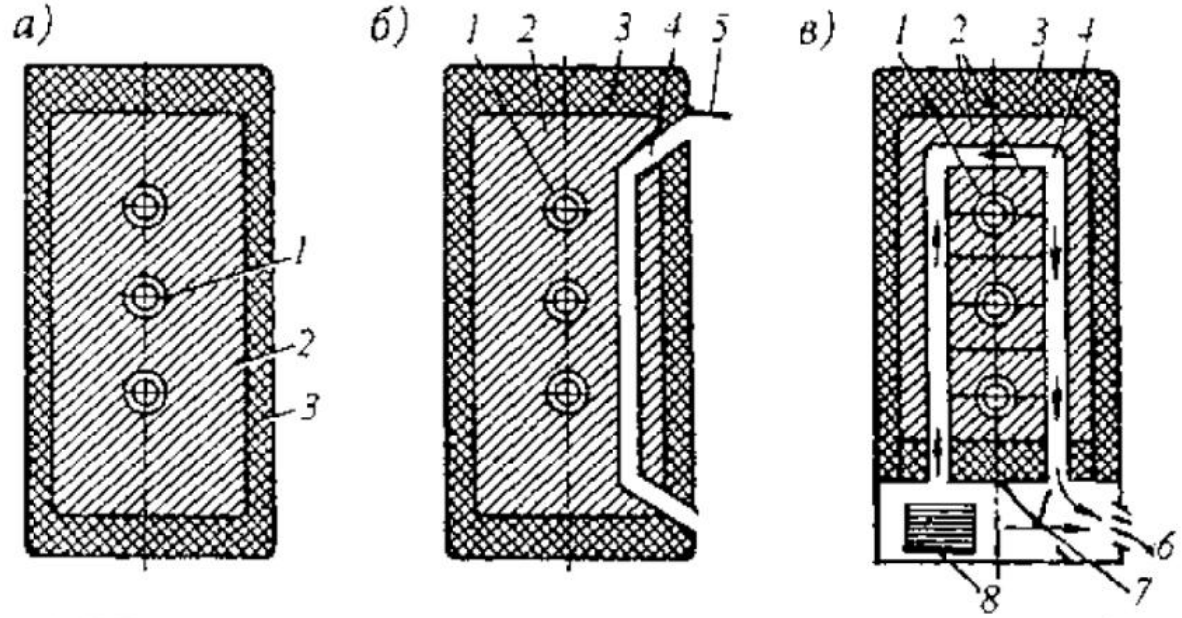

Рис. 14.8. Электрические теплоаккумуляционные печи: *а* - нерегулируемая печь; *б* - аккумулирующий конвектор; *в* - динамический теплоаккумулятор; *1* - нагревательные элементы; *2* - теплоаккумулирующий слой; *3* - теплоизоляция; *4* - воздушный канал; *5* - клапан; *6* - решетка; *7* - байпасные воздушные клапаны; *8* - вентилятор

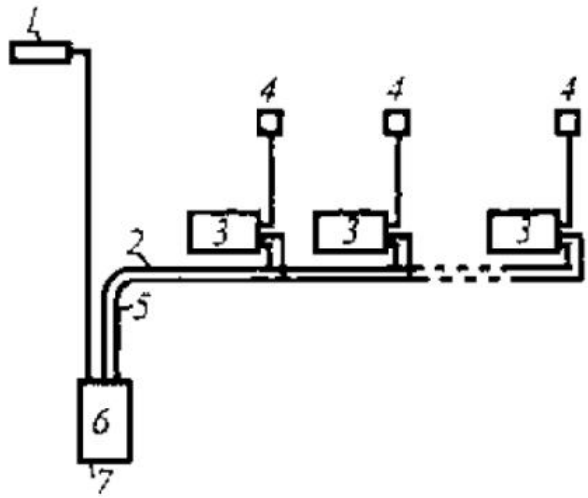

Рис. 14.9. Электротеплоаккумуляционная система отопления одноквартирного дома: *1* - датчик температуры наружного воздуха; *2* - электрокабель; *3* - электротеплоаккумуляционный отопительный прибор; *4* - датчик температуры внутреннего воздуха; *5* -кабель управления; *6* - блок автоматического регулирования; *7* - трехфазный электроввод

В южных районах страны электротеплоаккумуляционное отопление может быть обеспечено применением не только печей, но и панелей с греющим электрическим кабелем.

Так как при зарядке создается запас тепловой энергии, то установленная мощность аккумулирующего прибора $Q_{н.э}$ должна быть больше мощности $Q_{пом}$ постоянно работающего прибора. Мощность $Q_{н.э}$ увеличивают во столько раз, во сколько продолжительность периода зарядки m меньше продолжительности полного цикла Т:

$$Q_{н.э} = Q_{пом} T / m. \qquad (14.7)$$

При повышении мощности электроаккумулирующих приборов соответственно увеличивают площадь поперечного сечения проводов ввода и внутридомовой электрической сети.

Теплоотдача от встроенных нагревательных элементов в толще прибора имеет прерывистый характер (рис. 14.10, *а).*

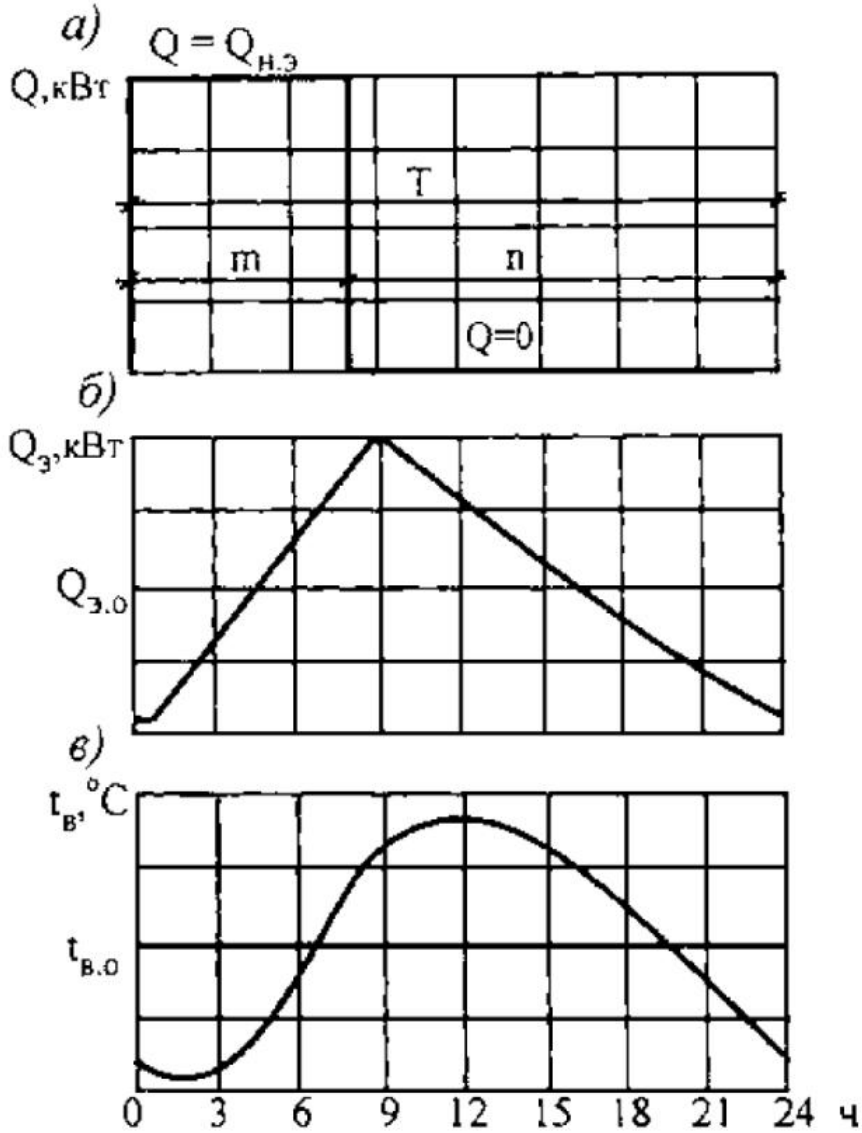

Рис. 14.10. Динамика теплового режима электроаккумулирующего отопительного прибора при 8-часовой зарядке: *а* - тепловой поток от нагревательных элементов; *б* - теплопоступление от наружной поверхности отопительного прибора; *в* - температура воздуха в отапливаемом помещении

Теплоотдача нагревательных элементов $Q_{н.э}$ постоянна в течение периода зарядки т. Тепловой поток от нагревательных элементов к наружной поверхности печи проходит через аккумулирующий и изоляционный слои, которые являются своеобразным гармоническим тепловым фильтром. При этом тепловой поток из прерывистого трансформируется в неправильный периодический (рис. 14.10, *б).*

В качестве сравнительного показателя теплоинерционных свойств электротеплоаккумулирующих приборов принято затухание $v_э$ тепловой волны в приборе при суточном периоде эксплуатации. Чем больше значение $v_э$, тем равномернее передается теплота в помещение.

При известной мощности электроаккумулирующей печи $Q_{н.э}$ и продолжительности периода зарядки m тепловой поток $Q_э$ на поверхности прибора в каждый момент времени определяют по формуле

$$Q_э = Q_{н.э}(m / T) + Q_{н.э}\Omega_э, \qquad (14.8)$$

где $\Omega_э$ - коэффициент прерывистости теплового потока на поверхности прибора для каждого часа суток в зависимости от (m / T) и коэффициента затухания температурной волны при прохождении от сердечника до внутренней поверхности прибора.

На рис. 14.11 показано изменение коэффициента прерывистости Пэ для теплоаккумулирующих приборов с различным показателем затухания температурной волны при продолжительности периода зарядки m=8 ч, а также для случая дополнительной дневной 2-часовой подзарядки после 6-часового перерыва (линии 3 и 4). Видно, что дневная подзарядка выравнивает теплоотдачу прибора.

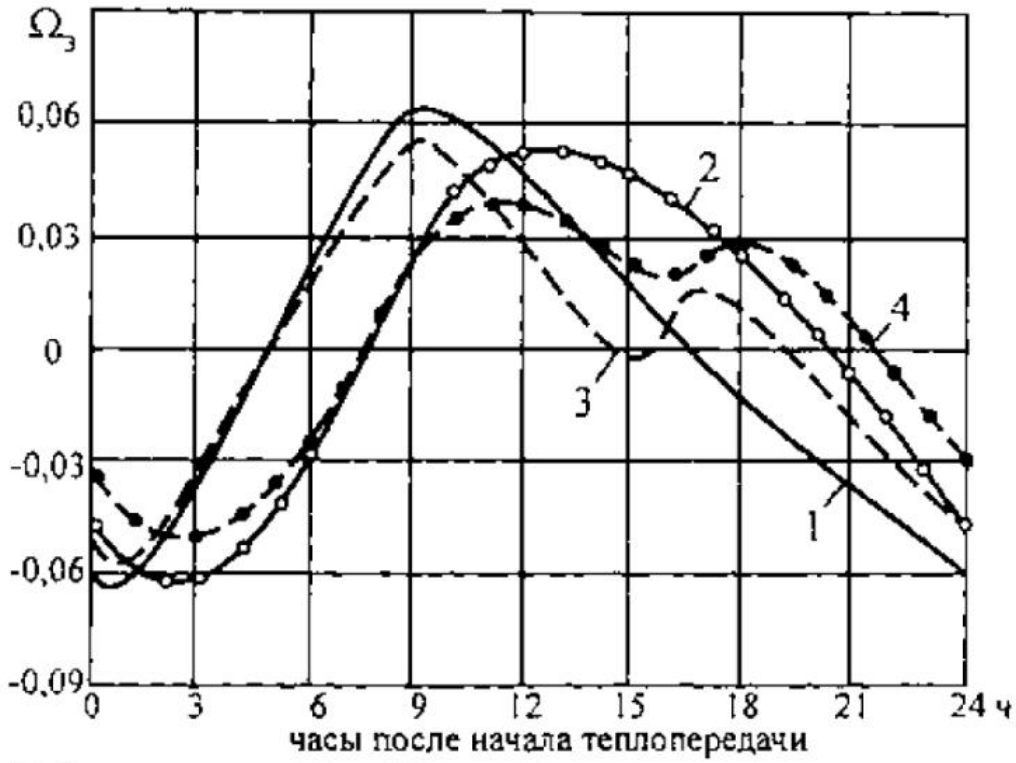

Рис. 14.11. Расчетные значения коэффициента прерывистости теплового потока электроаккумулирующего отопительного прибора: кривые 1,3- прибор с показателем затухания тепловой волны 7,9; 2, 4 - то же с показателем 10; *1,2* - при периоде зарядки прибора 8 ч; *3, 4* - то же при дополнительной 2-часовой подзарядке

На рис. 14.12 приведен график для подбора электротеплоаккумулирующего прибора при ограничении $t_п = \pm 2$ °С. При подборе исходят из теплоустойчивости помещения и заданного графика электропитания.

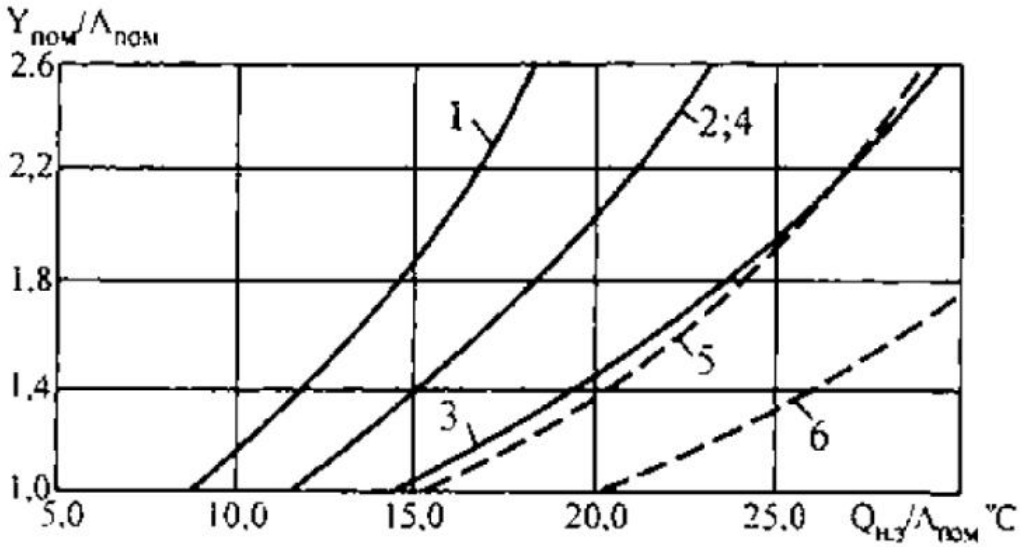

Рис. 14.12. График для подбора теплоаккумулирующих отопительных приборов: кривые 1,4- прибор с показателем затухания тепловой волны 7,9; 2, 5 - то же с показателем 10; 3, 6 - то же с показателем 12,8; 2, 5 - то же с показателем 10; 1, 2, 3 -при периоде зарядки прибора 8 ч; 4, 5, 6 - то же при дополнительной 2-часовой подзарядке

Зная показатели теплоусвоения помещения $Y_{пом}$, интенсивности конвективного теплообмена на поверхностях помещения $\Lambda_{пом}$, а также мощность прибора $Q_{н.э}$, по рисунку подбирают прибор, который в помещении обеспечит необходимую температуру, причем колебания ее не превысят допустимых. Каждый электротеплоаккумулирующий прибор характеризуется показателем затухания тепловой волны $v_э$.

По рис. 14.12 можно выбрать один из двух режимов эксплуатации прибора: при зарядке 8 ч и при дополнительной дневной подзарядке продолжительностью 2 ч. Каждая кривая на рисунке соответствует условию $t_{п.макс}$ =2 °С. В левом секторе от кривой находятся сочетания пом/пом и $Q_{н.э}$ /$\Lambda_{пом}$, для которых обеспечивается условие $\Delta t_{п.макс}$ <2 °С при применении заданной кривой типа прибора. Например, в помещении с $Q_{н.э}$ /$\Lambda_{пом}$=15,0 °С и $Y_{пом}/\Lambda_{пом}$=1,8 электротеплоаккумулирующая печь с показателем затухания тепловой волны $v_э$=7,9, работающая в режиме только 8-часовой зарядки, неприменима. Эта печь может быть использована при дополнительной дневной подзарядке. Печи с показателем $v_э \geq 10$ можно применять как при дневной подзарядке, так и без нее. Следует отметить, что современные теплоаккумулирующие печи, сердечник которых покрыт теплоизолирующим материалом с малым коэффициентом теплопроводности, имеют $v_э \geq 10$.

§ 14.4. Электрическое отопление с помощью теплового насоса

Тепловым насосом называют установку, предназначенную для передачи теплоты от низкотемпературного источника к среде с более высокой температурой. Применительно к электрическому отоплению тепловой насос "перекачивает" энергию от среды с более низким тепловым потенциалом к среде с более высоким потенциалом, направляя ее для отопления зданий. Теоретически тепловым насосом является всякая холодильная машина, потому что наряду с холодом она неизменно вырабатывает и теплоту. Но тепловым насосом холодильную машину называют лишь в том случае, когда она специально предназначена для получения теплоты. При этом тепловой насос, как правило, действует при более высоких нижнем и верхнем уровнях температуры, чем холодильная машина.

К настоящему времени создано и эксплуатируется большое число установок с тепловыми насосами, отличающимися по тепловым схемам, рабочим телам и используемому обору-

дованию. По циклам работы можно выделить несколько основных типов тепловых насосов:

- - воздушно-компрессионные;
- - парокомпрессионные (с механической компрессией пара);
- - абсорбционные;
- - использующие эффект Ранка;
- - использующие двойной цикл Ренкина;
- - работающие по циклу Стирлинга;
- - работающие по циклу Брайтона;
- - термоэлектрические;
- - обращенный топливный элемент;
- - использующие теплоту плавления;
- - использующие механо-химический эффект;
- - использующие магнето-калорический эффект.

Все тепловые насосы по принципу взаимодействия рабочих тел можно объединить в две основные группы: **открытого цикла,** в котором рабочее тело забирается и отдается во внешнюю среду и **замкнутого цикла,** в котором рабочее тело движется по замкнутому контуру, взаимодействуя с источником и потребителем теплоты лишь посредством теплообмена в аппаратах поверхностного типа.

Различают теплонасосные установки (ТНУ) одно- и двухступенчатые, а также каскадные. Кроме того, ТНУ могут быть с последовательным соединением по нагреваемому и охлаждаемому теплоносителям с противоточным их движением. ТНУ делят:

- - по производительности: на крупные, средние и мелкие;
- - по температурному режиму: на высокотемпературные, среднетемпературные, низкотемпературные;
- - по режиму работы с непрерывным действием и с циклическим действием;
- - по виду холодильного агента на воздушные, аммиачные, фреоновые, на смесях холодильных агентов;
- - по виду потребляемой энергии с приводом от электродвигателя или газовой турбины, работающих на вторичных или природных энергоресурсах и др.

В системах отопления в основном применяются тепловые насосы парокомпрессионного типа. Принцип работы компрессионного теплового насоса установлен Кельвином в 1852 г.

На рис. 14.13 изображена принципиальная схема парокомпрессионной теплонасосной установки.

В компрессоре при подводе механической энергии сжимается пар хладагента, при этом повышается давление и, следовательно, соответствующая ему температура фазового перехода - конденсации. Проходя через конденсатор (теплообменник), пар, превращается в жидкость, отдавая нагреваемой среде (воздуху помещения или промежуточному теплоносителю) теплоту перегрева и конденсации. Жидкий хладагент поступает к дроссельному вентилю, после которого он, преодолев гидравлическое сопротивление и, находясь на всасывающей линии компрессора, понижает свое давление. Затем, в испарителе хладагент переходит в парообразное состояние при соответствующей этому давлению более низкой температуре, отбирая теплоту на парообразование от низкотемпературной среды. Получившийся влажный пар вновь поступает в компрессор, и процесс повторяется.

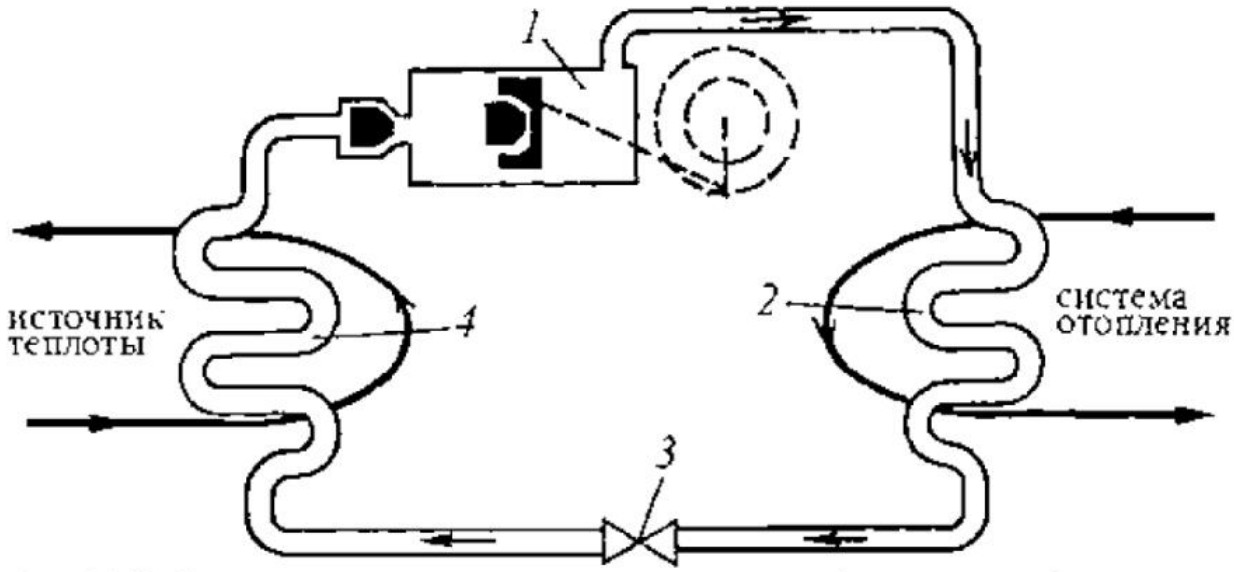

Рис. 14.13. Схема парокомпрессионного теплового насоса: *1* - компрессор; *2* - конденсатор; *3* - регулирующий вентиль; *4* - испаритель

Перспективным для отопления может стать тепловой насос, использующий термоэлектрический эффект Пельтье (1834 г.). Сущность эффекта заключается в выделении или поглощении теплоты при прохождении тока через контакт (спай) двух разных проводников, причем количество теплоты пропорционально силе тока. Академик А.Ф. Иоффе в 1949 г. предложил использовать цепь Пельтье для отопления помещений. В 1957 г. были разработаны полупроводниковые отопительно-охладительные агрегаты, в которых теплота выделялась в месте спая полупроводника с дырчатой (положительной) проводимостью и полупроводника с электронной (отрицательной) проводимостью при протекании через спай постоянного тока. Теплота выделяется при протекании электрического тока от положительного полупроводника к отрицательному и поглощается при движении тока в обратном направлении.

Термоэлектрическую батарею, состоящую из большого числа спаев, устраивают так, чтобы спаи, поглощающие и выделяющие теплоту, были разделены и находились в изолированных друг от друга каналах. В одном канале происходит охлаждение среды, в другом - нагревание (рис. 14.14, *а).* Нагретую среду используют для отопления помещений, применяя схему "воздух-воздух" (рис. 14.14, *б*) или "воздух-вода" (рис. 14.14, *в).* Достоинствами такого теплового насоса являются отсутствие компрессоров, компактность, бесшумность, долговечность, простота обслуживания и регулирования.

Показателем эффективности работы ТНУ является коэффициент преобразования $\eta_п$, называемый также отопительным коэффициентом. Коэффициент преобразования равен отношению количества теплоты $Q_т$, получаемого для отопления, к количеству теплоты $Q_э$, эквивалентному затратам энергии на приведение установки в действие:

$$\eta_п = Q_т / Q_э. \qquad (14.9)$$

Теплота $Q_э$ в компрессионных установках эквивалентна количеству электроэнергии, затрачиваемой на работу компрессора, в термоэлектрических - количеству электроэнергии, подведенной к полупроводниковой батарее. Теплота $Q_т$, помимо теплоты $Q_э$, включает теплоту $Q_х$, отбираемую тепловым насосом от низкотемпературной среды, но уменьшается за счет неизбежных теплопотерь $Q_{пот}$ в контуре установки, т.е. $Q_т = Q_э + Q_х - Q_{пот}$. Таким образом, отопительный коэффициент равен

$$\eta_п = (Q_э + Q_х - Q_{пот}) / Q_э = 1 + ((Q_э - Q_{пот}) / Q_э). \qquad (14.10)$$

Отопительный коэффициент $\eta_п$ будет больше единицы в тех случаях, когда теплопотери $Q_{пот}$ меньше теплоты $Q_х$. Следовательно, в тепловом насосе может вырабатываться теплоты больше, чем затрачивается энергии на его привод.

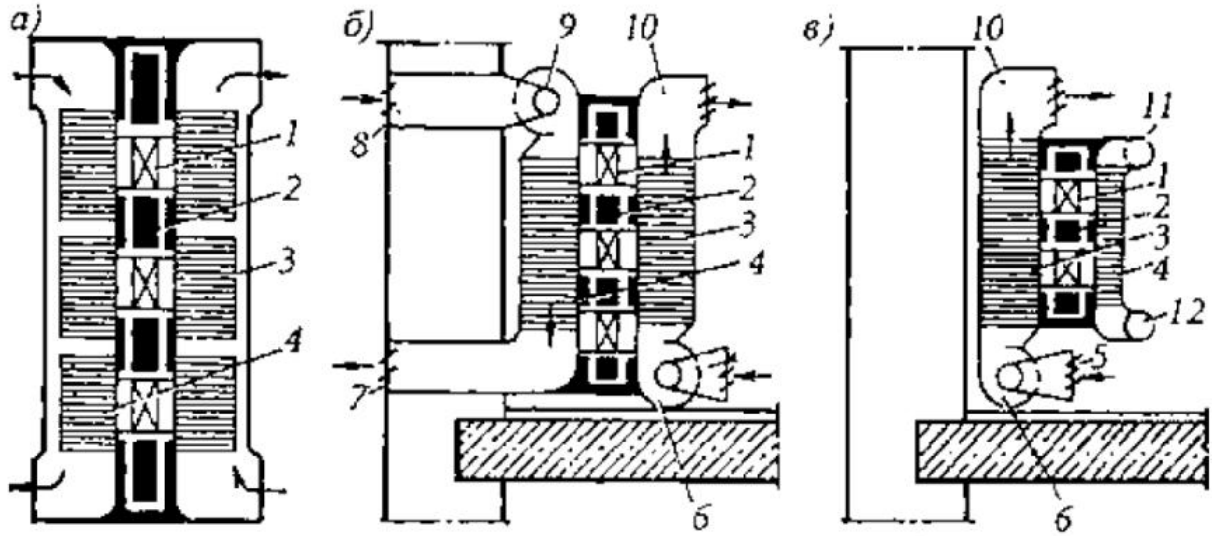

Рис. 14.14. Конструкции тепловых насосов: *а* - тепловой насос, работающий на полупроводниках; *б* - насос, действующий по принципу "воздух-воздух"; *в* - то же по принципу "воздух-вода"; *1* - полупроводник; *2* - тепловая изоляция; *3* - оребрение горячих спаев; *4* - оребрение холодных спаев; *5* - патрубок с решеткой для входа нагреваемого воздуха; *6* - вентилятор для перемещения внутреннего воздуха; *7*, *8* - решетки для входа и выхода наружного воздуха; *9* - вентилятор для перемещения наружного воздуха; *10* - патрубок с решеткой для выхода нагретого воздуха; *11*, *12* - патрубки для подачи и отвода низкотемпературной воды

Тепловые, энергетические и экономичесекие характеристики тепловых насосов зависят от источников низкопотенциальной теплоты. Идеальный источник теплоты должен давать стабильную высокую температуру в течение отопительного периода, быть изобильным, не вызывать коррозии и загрязнения элементов теплового насоса, иметь благоприятные теплофизические характеристики, не требовать существенных затрат на его использование и расходов по обслуживанию.

Наружный воздух, будучи совершенно бесплатным и общедоступным, является наиболее предпочтительным источником теплоты. Тем не менее, тепловые насосы, применяющие воздух, имеют характеристики хуже по сравнению с водяными тепловыми насосами. Это объясняется следующими обстоятельствами:

- - быстрым снижением мощности и производительности с падением температуры наружного воздуха;
- - относительно большой разностью температуры конденсации и испарения в период минимальной зимней температуры, что снижает эффективность процесса;
- - энергозатратами на размораживание испарительной батареи и функционирование вентиляторов при испарителе и конденсаторе.

Речная и озерная вода с теоретической точки зрения представляется весьма привлекательным источником теплоты, но имеет чрезвычайно низкую температуру в зимний период, опускаясь до О °С. По этой причине требуется особое внимание при проектировании, на-

правленное на предотвращение замораживания испарителя. Морская вода на глубине от 25 до 50 м имеет постоянную температуру в диапазоне 4...8 °С, которая, как правило, не вызывает проблем с образованием льда. Важно только использовать теплообменники, насосные агрегаты и трубы, стойкие к воздействию коррозии, и предотвращать накопление отложений органического характера в водозаборных трубах, теплообменниках, испарителях и пр.

Грунт как источник теплоты для тепловых насосов имеет преимущество - относительно стабильную температуру в течение года. Теплота отбирается по трубам, уложенным в землю горизонтально или вертикально (часто спиралеобразно). Тепловая емкость грунта варьируется в зависимости от его влажности. Если содержание воды в почве велико, показатели повышаются благодаря увеличению теплопроводности и хорошему контакту с трубками. Большая концентрация гравия в земле вызывает ухудшение характеристик. В силу длительного отбора теплоты его температура понижается.

Поскольку тепловые насосы имеют тем больший отопительный коэффициент, чем меньше разность температуры источника теплоты и теплоносителя в системе отопления, температура последнего должна быть возможно ниже. Можно опираться на следующие значения отопительных коэффициентов зп для тепловых насосов класса "вода-вода", в случае, когда на испаритель приходит вода с температурой 5 °С:

- - радиаторная или конвекторная система отопления с расчетным перепадом температуры 60...50 °С -2,5;
- - такая же система отопления с расчетным перепадом температуры 45...35°С-3,5;
- - напольное отопление с расчетной разностью температуры 35...30°С-4.

Отопительный коэффициент термоэлектрического теплового насоса при применяемых полупроводниковых материалах (висмут-теллур и висмут-селен) доходит до 2,5...3.

Эффективность тепловых насосов в последние годы значительно возросла за счет изменений, внесенных в конструкцию компрессоров, теплообменников и систем управления на базе микропроцессоров. Помимо этого тепловые насосы достигли такого уровня конструктивной прочности, который обеспечивает достаточно высокую долговечность и надежность. По результатам исследований, проведенных ASHRAE (Американским обществом инженеров по отоплению, охлаждению и кондиционированию воздуха), отмечена долговечность тепловых насосов от 15 (класса "воздух-воздух") до 19 (класса "воздух-вода") лет. Следует отметить, что данный вывод сделан для установок, имеющих в своем составе поршневой герметичный компрессор. Современные установки, оснащенные спиральными компрессорами, еще более надежны и долговечны.

Тепловые насосы для отопления зданий нашли широкое применение за рубежом. В 1993 году общее количество работающих ТНУ в развитых странах превысило 12 млн, а ежегодный выпуск составляет более 1 млн. По прогнозу Мирового энергетического комитета к 2020 году в передовых странах доля отопления и горячего водоснабжения с помощью тепловых насосов составит 75 %.

Несмотря на сравнительную дешевизну отечественных тепловых насосов по сравнению с зарубежными при современном слабом финансовом положении предприятий, внедрение тепловых насосов встречает определенные трудности. Не последнюю роль играет новизна и непривычность этой техники для наших потребителей. За рубежом эти проблемы преодолевались путем предоставления в течение нескольких лет льгот предприятиям и хозяе-

вам жилых и общественных зданий, внедряющим теплонасосные установки для отопления зданий.

Приняв среднесезонное значение отопительного коэффициента $\eta_п$=2,5, получим, что расход электроэнергии на отопление с помощью теплового насоса составит 40...45 % расхода в системе отопления с прямым преобразованием электричества в теплоту. Тем не менее, широкое применение тепловых насосов для отопления зданий в средней полосе страны потребует значительного (пятикратного) повышения пропускной способности электросетей и существенного увеличения мощности генераторов электроэнергии для отопления зданий, построенных до 2000 года. С введением новых теплозащитных норм потребности в теплоте на отопление вновь строящихся и реконструируемых зданий сократились, что делает применение тепловых насосов для отопления более реальной задачей. Затраты на электрогенераторы могут быть сокращены при аккумуляции теплоты для отопления в часы провала суточного графика электронагрузки (см. § 14.3). Однако в этом случае должны возрасти мощности тепловых насосов, которые будут вырабатывать суточное количество теплоты на отопление за 6...8 ч.

Экономичность теплонасосного отопления может быть повышена при использовании теплового насоса в системах комбинированного отопления.

§ 14.5. Комбинированное отопление с использованием электрической энергии

Известны разнообразные комбинированные системы отопления с использованием электрической энергии:

- - центральное водяное отопление с электрокотлами;
- - электровоздушное отопление с электрокалориферами;
- - базовое электроотопление панелями, теплоаккумулирующими печами при догревающем водяном или воздушном отоплении;
- - догревающее отопление электрическими приборами при базовой системе воздушного или водяного отопления.

Электрокотлы применяют в системах отопления зданий различного назначения в ряде районов Сибири и северной зоны. В ряде случаев при отсутствии газовых сетей электрокотлы применяются для отопления индивидуальных домов, дач, некоторых общественных зданий, расположенных как в городах, так и в сельской местности. В электрокотельных, сооружаемых при наличии электроэнергии, уменьшается масса оборудования, снижается трудоемкость эксплуатации (электрокотельные работают без дежурного персонала). Однако остается основной недостаток электрического отопления - перерасход первичного топлива.

В отопительных системах применяют водогрейные электродные котлы, работа которых основана на прямом нагревании воды электрическим током. Ток протекает через движущуюся в котле воду, представляющую собой активное сопротивление. Корпус котла (рис. 14.15), выполняемый из специальных сталей, имеет входной и выходной патрубки для воды. Вода движется между пластинчатыми или цилиндрическими электродами, связанными в один пакет. В корпусе помещено устройство для регулирования мощности котла в виде пакета диэлектрических пластин или цилиндров, входящих в зазоры между электродами и перемещающихся вдоль них.

Если электроды и корпус котла изготавлены из нержавеющей стали, в систему отопления может быть залита как вода, так и антифриз. Корпус котла имеет тепловую изоляцию.

Котлы изготовляют номинальной мощностью от 3 кВт до 1 МВт (низкого напряжения) и от 1 до 10 МВт (высокого напряжения) для работы на переменном токе. При высоком напряжении (6... 10 кВ) их устанавливают в специальном помещении, а при низком напряжении (0,4 кВ) - непосредственно в обогреваемом здании. Выпускаемые в России и за рубежом электрокотлы могут осуществлять ступенчатое регулирование мощности, имея от трех до семи ступеней регулирования.

Мощность электрокотлов зависит от удельного электрического сопротивления нагреваемой воды. Поэтому в паспорте котла указывают расчетное электросопротивление воды $R_{расч}$ при 20 °С, которому соответствует номинальная мощность $N_{ном}$ котла. При работе на воде с другим удельным электросопротивлением при 20 °С R_{20} мощность котла $N_к$ кВт, изменится

$$N_к = N_{ном} R_{расч} / R_{20}. \qquad (14.11)$$

Удельное электросопротивление природных вод изменяется от 5000...2000 в озерах и реках Севера страны до 500...3000 Ом·см в артезианских скважинах.

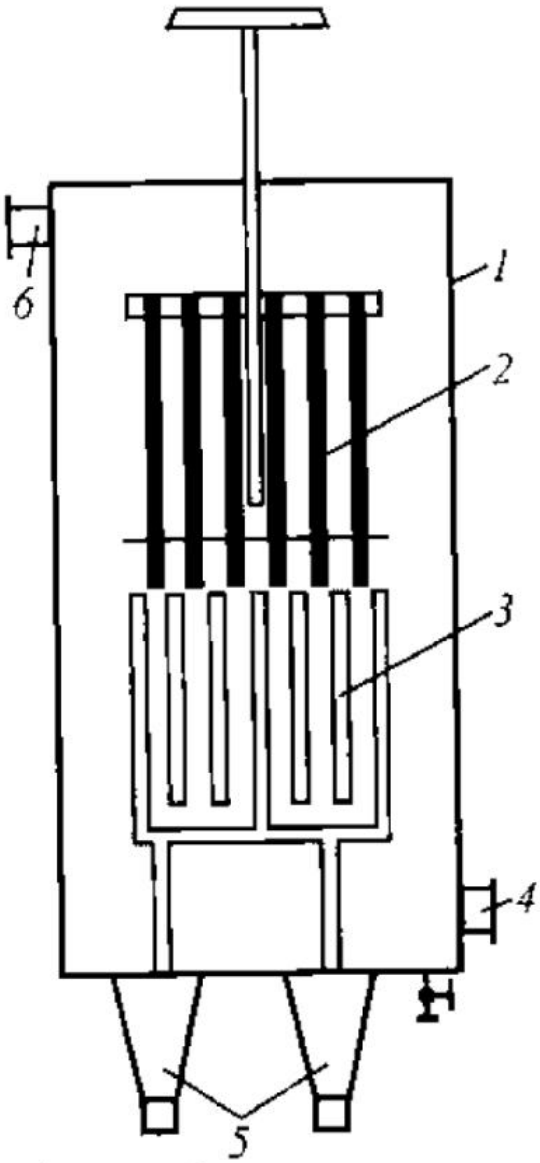

Рис. 14.15. Электрокотель: *1* - корпус; *2* - пакет диэлектрических пластин; *3* - пакет электродов; *4* - патрубок для входа нагреваемой воды; *5* - вводы электропитания; *6* - патрубок для выхода нагретой воды

Расход воды $G_к$, кг/ч, в электрокотле мощностью $N_к$, кВт, рассчитывают по формуле

$$G_к = 3600N_к / (c(t_г - t_о)), \qquad (14.12)$$

где с - удельная теплоемкость воды (4,187 кДж/(кг-°С)); $t_г$, t_0 - расчетная температура воды, входящей и выходящей из котла, °С.

Выпускаемые водогрейные электродные котлы рассчитаны на нагревание воды до 85... 130 °С.

Для надежности отопления многоквартирных домов и других крупных объектов устанавливают не менее двух котлов (один резервный). Каждый котел сблокирован с циркуляционным насосом - котел отключается при остановке насоса. Обеспечивается также автоматическое включение резервного насоса при остановке работающего.

Работа современных электрокотлов автоматизирована: от датчика уровня теплоносителя передается сигнал, исключающий включение котла с незаполненной системой отопления. По датчику температуры теплоносителя исключается возможность превышения максимально допустимой (заданной) температуры. По датчику температуры в помещении осуществляется включение и отключение котла, позволяющее поддерживать заданную температуру помещения с точностью 0,5 °С в диапазоне от 5 до 30 °С. Одновременно осуществляется диагностика работы котла, результаты которой показываются на внешних индикаторах.

Современные электрокотлы могут быть укомплектованы циркуляционными насосами, расширительными баками, шаровыми кранами, предохранительными клапанами.

В системах воздушного отопления сельскохозяйственных и промышленных зданий применяют электрокалориферы. Выпускаются электрокалориферы мощностью 33...99 кВт для нагревания не менее 3000...7000 $м^3$/ч воздуха на 30... 100 °С, мощностью 15...90 кВт, с минимальной производительностью по воздуху от 1700 до 6000 $м^3$/ч при перепаде температуры нагреваемого и нагретого воздуха от 35 до 65 °С, а также мощностью от 4,8 до 157 кВт при производительности по воздуху не менее 500...7500 $м^3$/ч и перепаде температуры 35...60 °С. Электрокалорифер работает от сети напряжением 380 В, при этом на трубчатых нагревателях, соединенных по схеме "звезда", поддерживается 220 В. Электрокалорифер должен устанавливаться в закрытом помещении.

Электрокалорифер состоит из кожуха, сребренных трубчатых электронагревателей, выводов и шин. Кожух изготовляют из листовой стали на сварке. Трубчатые электронагреватели установлены внутри кожуха в три ряда в шахматном порядке. Каждый вертикальный ряд представляет собой самостоятельную тепловую и электрическую секцию, что позволяет работать на ступенях 100, 66,7 и 33,3 % установочной мощности.

При включении установки в сеть электрокалорифер работает на 100 %-ной мощности. При повышении температуры воздуха в отапливаемом помещении выше установленного значения отключается одна секция, при дальнейшем повышении температуры - еще одна секция. Третья секция может автоматически отключаться при повышении температуры на поверхности оребрения выше 190 °С.

При больших электрокотельных или калориферных установках может оказаться экономически выгодным плавное регулирование мощности нагрева с помощью широтно-импульсной модуляции, при которой управляющий сигнал имеет постоянный период, а

его длительность пропорциональна необходимому воздействию. Другими словами, можно уменьшить мощность калорифера или котла, подавая напряжение на установку в течение части, например, секундного периода.

При догревающем электроотоплении понижается общий расход первичного топлива на отопление зданий, и уменьшается установленная мощность электроотопительных приборов. В комбинированной системе, например, общественного здания с центральным базовым водяным или воздушным отоплением, обеспечивающим поддержание в течение отопительного сезона температуры 12... 14 °С, и электроотопительными приборами, повышающими температуру помещений в рабочее время, сочетаются преимущества автоматического поддержания требуемой температуры внутреннего воздуха с экономичностью центрального отопления от ТЭЦ и крупных тепловых станций.

Увеличение капитальных затрат на установку доводчиков или других дополнительных электроотопительных приборов частично компенсируется экономией от снижения тепловой мощности базовой системы отопления. Экономия первичного топлива в условиях автоматического поддержания необходимой температуры в течение суток составляет не менее 5 %, а при отключении дополнительной системы в нерабочий период времени увеличивается до 15 %.

КОНТРОЛЬНЫЕ ЗАДАНИЯ И УПРАЖНЕНИЯ

1. Какие виды электрического отопления экономически оправданны в различных районах страны?
2. Сравните составляющие приведенных затрат на отопление от домовой электрокотельной и котельной на твердом топливе. Как будут отличаться эти составляющие для Москвы и отдаленной сельскохозяйственной фермы в Подмосковье?
3. Почему для животноводческих ферм электроотопление экономически более оправданно, чем для гражданских зданий в городе?
4. Какой электробытовой отопительный прибор вы предпочли бы для быстрого обогревания комнаты на даче при кратковременном пребывании в ней?
5. Какой электробытовой отопительный прибор лучше использовать для сушки свежепобеленных потолков? Для отопления высоких (более 4 м) помещений?
6. Что определяет экономическую эффективность электротеплоаккумуляционного отопления? Направлен ли этот вид электрического отопления на экономию первичного топлива?
7. Почему электротеплоаккумулирующие приборы лучше использовать для базового отопления, чем для полного?
8. Предложите конструкцию комбинированного отопления с применением электроэнергии.
9. Предложите конструкции систем отопления с тепловыми насосами.

РАЗДЕЛ 6. ПРОЕКТИРОВАНИЕ СИСТЕМ ОТОПЛЕНИЯ

ГЛАВА 15. СРАВНЕНИЕ И ВЫБОР СИСТЕМ ОТОПЛЕНИЯ

Каждая из систем отопления предназначена для достижения общей цели - подачи в обогреваемые помещения необходимого количества теплоты в любой период отопительного сезона. При выборе той или иной системы, имея в виду эту цель, сравнивают эффективность различных систем отопления.

Эффективность системы отопления (см. § 7.5) рассматривают при этом как комплексное понятие, выражающее техническое совершенство и надежность при принятой обеспеченности внутренних условий.

Техническое совершенство системы отопления на достигнутом уровне техники характеризуется свойствами: режимной управляемостью, живучестью (противостоянием возмущениям) и безопасностью для людей и окружающей среды.

Надежность системы отопления - комплексное понятие, выражающееся такими свойствами, как безотказность (сохранение работоспособности в течение заданного периода времени), ремонтопригодность (приспособленность к ремонту, предупреждению и устранению повреждений), долговечность (сохранение первоначальных технических свойств в течение длительного периода времени).

Наиболее эффективной считают систему отопления, при которой в определенных условиях функционирования можно обеспечить строгое соответствие теплоподачи в помещения расчетным предположениям в течение длительного срока эксплуатации.

При сравнении и выборе различных систем отопления помимо технических показателей принимают во внимание еще и показатели экономические. Рассмотрим подробнее сравнительные технические и экономические показатели основных систем отопления (водяного, парового, воздушного).

§ 15.1. Технические показатели систем отопления

При выборе той или иной системы отопления учитывают особенности **теплового режима помещений** [6]. Для достижения **теплового комфорта** в помещениях необходимо равномерное нагревание ограждений, когда устраняются усиленные (вредные для здоровья людей) радиационное охлаждение и движение холодного воздуха у пола.

При обычном водяном и воздушном отоплении, не говоря уже о паровом, достичь равномерного нагревания ограждений затруднительно.

Степень равномерности нагревания ограждений можно косвенно оценить по изменению температуры воздуха в помещении. Если принять температуру на высоте 1,5 м от поверхности пола помещения одинаковой при различных системах отоплении, то по мере приближения к поверхности пола и потолка она не останется постоянной и будет изменяться с различной интенсивностью (рис. 15.1).

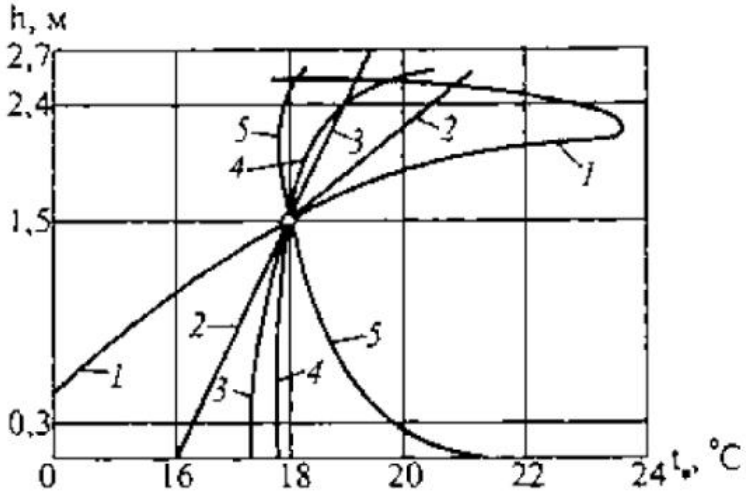

Рис. 15.1. Распределение температуры воздуха по высоте помещения при различных видах отопления: *1* - печное; *2* - воздушное; *3* - радиаторное; *4* - потолочное лучистое; *5* - напольное лучистое

Наивысшая температура воздуха в верхней зоне отмечается при воздушном отоплении с подачей горячего воздуха под потолком помещения. При этом повышается температура поверхности потолка, и возрастают теплопотери наружу, однако увеличивается благоприятное излучение с поверхности потолка. Температура воздуха становится более равномерной по высоте помещения при подаче нагретого воздуха снизу вдоль вертикальных наружных ограждений. В этом случае, хотя и увеличиваются теплопотери через эти ограждения вследствие возрастания температуры их поверхности, ослабляются радиационное охлаждение людей и потоки охлажденного воздуха в помещении.

При водяном отоплении наблюдается более равномерная температура воздуха по высоте помещений, чем при воздушном, причем равномерность температуры зависит от места расположения и вида отопительных приборов.

Нагретая водой или паром поверхность вертикальных отопительных приборов, расположенных вдоль световых проемов, ослабляет и даже предупреждает радиационное переохлаждение людей, а струи теплого воздуха над ними отклоняют ниспадающие холодные потоки воздуха от нижней рабочей зоны помещений.

Работоспособное состояние системы отопления обеспечивается при наличии ее **тепловой устойчивости** - свойства пропорционально изменять теплоподачу в помещения при изменении общего расхода и температуры теплоносителя. Тепловая устойчивость различных систем отопления не одинакова. Она обусловлена конструкцией систем, способами создания в них циркуляции теплоносителя и управления их работой.

Практически в любой центральной системе отопления многоэтажного здания наблюдается отклонение от условия тепловой устойчивости -**тепловое разрегулирование.** Показателем теплового разрегулирования является отношение действительной теплоподачи в помещение к требуемой по расчету. Разрегулирование может быть горизонтальным (по длине системы) и вертикальным, что вызывает недогревание и перегревание помещений. Причинами теплового разрегулирования служат неточности, допущенные при проектных и монтажных работах. Вертикальное разрегулирование систем водяного и воздушного отопления происходит также под неравномерным воздействием силы гравитации, однако более устойчивой является система водяного отопления.

В системе парового отопления можно добиться устойчивого распределения теплоносителя по отопительным приборам, но именно это вызывает (при постоянных параметрах пара) тепловое разрегулирование в теплые периоды отопительного сезона.

При выборе эффективной по различным свойствам и показателям системы отопления учитывают возможность повышения ее тепловой устойчивости, например, путем частичного использования при гидравлическом расчете насосной системы водяного отопления возникающего естественного циркуляционного давления или повышения аэродинамического сопротивления воздуховыпускных насадков.

Большей эффективностью, которая обусловлена сравнительной безотказностью, живучестью и долговечностью, обладает простая и удобная в эксплуатации система водяного отопления. Близко к ней подходит система местного воздушного отопления при водяном теплоснабжении, действие которой легко автоматизируется, хотя надежность ее и понижается при увеличении числа побудителей циркуляции воздуха - вентиляторов. Менее эффективна система парового отопления, как более сложная по конструкции и в обслуживании, имеющая сокращенный срок амортизации и подверженная тепловому разрегулированию. Пониженной может быть также и эффективность системы центрального воздушного отопления. Объясняется это усложнением и возможным нарушением распределения воздуха по помещениям из-за недолговечности металлических воздуховодов или недостаточной герметичности воздуховодов, изготовленных из неметаллических материалов (кирпича, блоков или листов). Однако решающими факторами при выборе системы могут оказаться попутное обеспечение вентиляции помещений и отсутствие в них отопительных приборов.

Необходимые **гигиенические и акустические показатели** могут быть достигнуты при использовании систем водяного и центрального воздушного отопления. Это, однако, связано с ограничениями температуры и скорости движения теплоносителя, отражающимися на экономических показателях систем. Применение паровой и местной воздушной (при высокотемпературном первичном теплоносителе) систем сопровождается понижением гигиенических и акустических показателей отопления.

Радиус действия систем различен. При воздушном отоплении он ограничен вследствие малой теплоемкости теплоносителя. При водяном отоплении допустима значительная горизонтальная протяженность, но по вертикали радиус действия также ограничен из-за возрастания гидростатического давления. При паровом отоплении возможна значительная протяженность не только горизонтальная, но и вертикальная.

Система водяного отопления обладает значительной тепловой инерцией, особенно при массивных (бетонные панели) или водоемких (секционные радиаторы) отопительных приборах. При этом ухудшается режимная управляемость, но повышается живучесть системы при аварийном нарушении теплоснабжения (некоторое время сохраняется отопление помещений). Системы парового и воздушного отопления обладают малой тепловой инерцией. Это их свойство может оказаться важным и даже предопределяющим выбор системы.

§ 15.2. Экономические показатели систем отопления

Экономичность системы отопления обусловлена стоимостью материалов и оборудования, изготовления и сборки, а также эксплуатации. Показателями экономичности являются технологичность конструкции, масса элементов, затраты труда, сроки изготовления и монтажа, расходы на наладку, управление и ремонт.

Технологичность конструкции включает такие реальные мероприятия, как упрощение схемы, унификация и уменьшение числа деталей, применение нормалей, удобство сборки, которые обеспечивают изготовление и монтаж с минимальными затратами времени, средств и труда.

Создание экономичной системы отопления невозможно без модернизации и внедрения новой техники. В настоящее время испытывают новые отопительные установки и технологии, применяют малометалльные отопительные приборы и агрегаты, используют тонкостенные трубы и воздуховоды. Систему отопления расчленяют на ряд повторяющихся монтажных узлов, состоящих из нормализованных деталей. Унификация узлов повышает степень индустриальности при изготовлении, снижает стоимость и продолжительность монтажа систем.

Экономический эффект выявляется при проведении технико-экономического сравнения различных проектных решений. Сравнение позволяет выбрать систему отопления, наиболее экономичную в данных конкретных условиях.

При экономическом сравнении вариантов применяют следующие показатели: **капитальные вложения К, эксплуатационные затраты** Э, продолжительность монтажных работ и эксплуатации системы отопления. Обычно используют часть этих показателей. Самым простым является сравнение систем отопления с различными приборами, но с одним видом теплоносителя и с одной схемой, так как оно делается только по капитальным вложениям. Чаще всего сопоставляют системы по капитальным вложениям и эксплуатационным затратам. Реже учитывают еще сроки монтажа и службы систем, наличие трудовых резервов.

Наиболее экономичен вариант, имеющий минимальные суммарные капитальные вложения и эксплуатационные затраты. Обычно приходится сравнивать два варианта, один из которых имеет меньшие капитальные вложения, другой - меньшие эксплуатационные затраты. Так, при уменьшении диаметра труб насосной водяной системы отопления капитальные вложения уменьшаются, но увеличиваются расход электроэнергии. Автоматизация системы увеличивает капитальные вложения, но уменьшает эксплуатационные затраты. Экономически более эффективный вариант выявляют в подобных случаях в зависимости от срока z, лет, окупаемости дополнительных капитальных вложений

$$z = (К_1 - К_2) / (Э_2 - Э_1). \qquad (15.1)$$

Если этот срок $z \leq z_h$ - нормативного срока окупаемости дополнительных капитальных вложений за счет снижения эксплуатационных затрат, то целесообразно осуществить вариант с большими капитальными вложениями $К_1$ и меньшими средними годовыми эксплуатационными затратами $Э_1$. Если $z > z_h$, то целесообразен вариант с меньшими капитальными вложениями $К_2$ и большей средней стоимостью эксплуатации $Э_2$ в течение года. Нормативный срок окупаемости z_h вложений в систему отопления принят равным 8,33 года (12,5 года для новой техники и энергосберегающих мероприятий) независимо от вида здания.

При экономическом сопоставлении нескольких систем или вариантов системы для каждого из них находят приведенные затраты

$$П = (К / z_н) + Э, \qquad (15.2)$$

и более эффективным считают вариант, имеющий наименьшие приведенные затраты за нормативный срок окупаемости.

Пример 15.1. Сравним затраты на монтаж и эксплуатацию двух систем отопления здания: 1 - центральной воздушной при капитальных вложениях 210 тыс. руб. и среднегодовых эксплуатационных затратах 64 тыс. руб. в год; 2 - водяной при затратах, соответственно 280, и 50 тыс. руб.

$$П_1 = (210 / 8{,}33) + 64 = 89{,}2 \text{ тыс. руб.};$$
$$П_2 = (280 / 8{,}33) + 50 = 83{,}6 \text{ тыс. руб.}$$

Так как $П_2 < П_1$, то система водяного отопления данного здания экономически выгоднее центральной системы воздушного отопления.

Капитальные вложения в систему отопления осуществляются, как правило, в течение одного года. Эксплуатационные затраты ежегодно изменяются. Кроме того, они зависят от срока службы как системы, так и отдельных ее элементов.

Годовые эксплуатационные затраты состоят из прямых расходов на обслуживание системы отопления и амортизационных расходов

$$Э = Э_{пр} + А, \qquad (15.3)$$

где $Э_{пр}$ - прямые эксплуатационные расходы, складывающиеся из годовых затрат на получаемую тепловую энергию (топливо), электроэнергию, заработную плату обслуживающего персонала, управление системой и текущий ремонт; А - амортизационные расходы, включающие годовые затраты на капитальный ремонт системы и отчисления на полное восстановление капитальных вложений.

Отчисления на восстановление капитальных вложений связаны с нормативным сроком службы системы, определяемым исходя из сроков физического износа ее элементов: радиаторов (40 лет), водоводов (30 лет), паропроводов, центробежных насосов, клапанов (10 лет), вентиляторов, калориферов, отопительных агрегатов (8 лет), фильтров (6 лет), конденсатопроводов (4 года).

Срок службы определяется не только физическим, но и моральным износом системы отопления, причем моральным износом считают потерю способности поддерживать температуру во всех обслуживаемых помещениях на требуемом уровне. Нормативный срок службы распространенных систем водяного отопления в настоящее время принимается равным 30...35 годам (меньший срок для конвекторов).

При определении экономически более целесообразного варианта системы отопления часто сопоставляют системы (или элементы систем), имеющие разные сроки службы (см. пример 15.1). В этих случаях для уточнения расчетов необходимо добавлять капитальные вложения будущих лет на демонтаж и замену вышедших из строя элементов. Кроме того, возможны изменения во времени эксплуатационных затрат.

Изменения во времени величин и сроков осуществления капитальных вложений и эксплуатационных затрат учитывают путем введения в формулу (15.2) **коэффициентов приведения** [8] разновременных затрат к году ввода систем отопления в действие, имеющих общий вид

$$\alpha = (1 + E_{н.п})^{-d}, \qquad (15.4)$$

где $E_{н\,п}$ - норматив для приведения дополнительных вложений и измененных затрат, равный 0,08; d - число лет, отделяющих дополнительные вложения и затраты от года ввода системы отопления в действие.

При сопоставлении различных систем отопления соблюдают равные или хотя бы близкие эксплуатационные показатели для всех вариантов: системы должны обеспечивать выполнение санитарно-гигиенических, противопожарных и противовзрывных требований, а также должны обладать равноценной эффективностью.

Эффективность какой-либо системы отопления может быть повышена за счет применения дополнительных автоматических приборов, насосов и арматуры. Это требует дополнительных капитальных вложений $К_{доп} = К_1 - К_2$, но дает возможность сократить расход тепловой энергии ($Э_1 - Э_2$). Годовой экономический эффект приблизительно может быть найден по формуле (без учета коэффициентов приведения а)

$$Э_ф = (Э_1 - Э_2) - ((К_2 - К_1) / z_н), \qquad (15.5)$$

где $Э_1 - Э_2$ - средняя годовая экономия эксплуатационных затрат по сравниваемым вариантам, руб/год.

Пример 15.2. Определим годовой экономический эффект применения водяного отопления вместо центрального воздушного по условиям примера 15.1. По формуле (15.5) находим

$$Э_ф = (64 - 50) - ((280 - 210) / 8{,}33) = 14 - 8{,}4 = 5{,}6 \text{ тыс. руб.}$$

По истечении нормативного срока окупаемости ежегодная экономия будет равна 14 тыс. руб.

Местная система воздушного отопления с использованием высокотемпературного первичного теплоносителя имеет преимущество по капитальным вложениям перед другими системами. В системе парового отопления в равных расчетных условиях, учитывая уменьшение площади отопительных приборов и диаметра конденсатопроводов, расходуется меньше металла, и первоначальная ее стоимость несколько ниже, чем системы водяного отопления. Стоимость устройства центральной системы воздушного отопления близка к капитальным затратам на создание системы водяного отопления, а расход металла в связи с возможностью изготовления воздуховодов из строительных материалов часто оказывается даже ниже, чем в системе парового отопления.

Срок службы систем водяного отопления, как уже известно, наибольший. Благодаря уменьшению амортизационных расходов при этом, экономии электрической и тепловой энергии сокращаются стоимость эксплуатации, а, следовательно, и приведенные затраты. Поэтому система водяного отопления обычно становится экономически более эффективной, чем система парового отопления.

Различие в тепловом комфорте, создаваемом в помещениях при сравниваемых системах отопления, учитывают изменением срока службы и степени использования площади помещений. Для системы, обеспечивающей более комфортные условия, увеличивают расчетный срок службы на 5... 10 лет (считаясь с меньшим моральным износом). Кроме того,

учитывают использование рабочей площади помещений в холодное время года (за счет изменения размеров зоны дискомфорта), добавляя часть затрат на строительные работы по обесцененной площади к сметной стоимости другой системы.

Все **же главным показателем экономичности** системы отопления являются теплозатраты в процессе ее эксплуатации. Известно, что только годовые затраты на эксплуатацию превышают половину стоимости устройства системы. И основная часть затрат приходится на оплату расходуемой теплоты. Теплозатраты на отопление при паровой или центральной воздушной системе превышают расход теплоты в системе водяного отопления вследствие возрастания попутных теплопотерь через стенки паропроводов и воздуховодов, бесполезных для обогрева рабочих помещений.

Вместе с тем, при рассмотрении различных вариантов системы отопления решающими для выбора возможно окажутся такие дополнительные, но важные в конкретных условиях факторы, как наличие оборудования, ограничение срока монтажных работ, необходимость частичного ввода системы в эксплуатацию, недостаток квалифицированного персонала и т.п.

§ 15.3. Области применения систем отопления

Тепловой режим помещений определяется назначением, конструкцией и условиями эксплуатации зданий. Особенности теплового режима отражаются на конструкции, параметрах и режиме действия систем отопления. Технические и экономические показатели центральных систем отопления, а также свойства теплоносителей (см. § 1.3) определяют общие области их применения.

Системы водяного отопления, надежные и гигиенически приемлемые, получившие широкое распространение в условиях теплофикации городов и поселков, применяют в гражданских и производственных зданиях.

Системы парового отопления из-за санитарно-гигиенических и эксплуатационных недостатков запрещено применять в гражданских зданиях. Паровое отопление можно устраивать в производственных зданиях, в лестничных клетках, пешеходных переходах и вестибюлях, его рекомендуют для прерывистого или дежурного (в нерабочее время) отопления помещений.

Возможность сочетания отопления и вентиляции способствует распространению **воздушного отопления.** Центральное воздушное отопление применяют в первую очередь в производственных, а также гражданских зданиях с механической приточной вентиляцией. Системы местного воздушного отопления используют для прерывистого или дежурного обогревания помещений производственных и общественных зданий.

В сельскохозяйственных зданиях (животноводческих, птицеводческих, культивационных) применяют центральное или местное воздушное и водяное отопление в зависимости от задаваемого теплового режима, наличия и режима действия приточной вентиляции.

Рассмотрим выбор предпочтительного вида отопления и расчетной температуры теплоносителя в зависимости от строительно-технологических особенностей зданий (по положениям, принятым в России).

Тепловой режим помещений одних зданий поддерживают неизменным в течение всего отопительного сезона, других зданий - изменяют для экономии тепловой энергии с суточ-

ной и недельной периодичностью, в праздничные дни, во время каникул, проведения наладочных, ремонтных и других работ.

Здания с постоянным и переменным тепловыми режимами можно разделить в зависимости от санитарно-гигиенических и технологических требований на отдельные группы.

В зданиях и помещениях с **постоянным тепловым режимом** в течение отопительного сезона применяют нижеследующие системы отопления (с предельной температурой теплоносителя или теплоотдающей поверхности $t_{пов}$, указанных для вертикальных отопительных приборов, расположенных на высоте не более 1 м от поверхности пола).

В больницах и стационарах (кроме психиатрических и наркологических) - системы водяного отопления с радиаторами и панелями при $t_т$=85 °С (металлические приборы) и 95 °С (бетонные приборы) с тем, чтобы средняя температура поверхности отопительных приборов не превышала 75 °С.

В детских дошкольных учреждениях, жилых домах, общежитиях, гостиницах, домах отдыха, санаториях, пансионатах и пионерских лагерях, поликлиниках, амбулаториях, аптеках, здравпунктах, психиатрических и наркологических больницах, банях и душевых павильонах, музеях, выставках, книгохранилищах, архивах, библиотеках, административно-бытовых зданиях при непрерывном производственном процессе - системы водяного отопления с радиаторами и конвекторами (в больницах, банях и душевых павильонах - только с радиаторами) при $t_т$=95 °С (105 °С - для однотрубных систем в перечисленных зданиях, кроме больниц, детских учреждений, бань и душевых павильонов, и до 130 °С - для однотрубных систем при конвекторах с кожухом, если они допустимы в указанных зданиях, за исключением жилых домов и детских учреждений).

В перечисленных зданиях возможно применение электрического отопления (кроме зданий детских учреждений, бань и душевых павильонов), газового отопления (исключая еще и здания больниц) при $t_т$=95 °С, а также воздушного отопления (кроме зданий больниц и детских учреждений).

В вокзалах, аэропортах, плавательных бассейнах, лестничных клетках, пешеходных переходах, вестибюлях зданий - системы воздушного отопления, водяного отопления с радиаторами и конвекторами (в бассейнах еще и с гладкими трубами) при $t_т$=150 °С, электрического (кроме лестничных клеток, переходов и вестибюлей) и газового отопления в плавательных бассейнах при $t_{пов}$=150 °С, а также парового отопления в лестничных клетках, переходах и вестибюлях при ^=130 °С.

В производственных помещениях категорий А, Б и В при непрерывном технологическом процессе без выделения пыли и аэрозолей - системы воздушного отопления водяного отопления с радиаторами и гладкими трубами при $t_т$=150 °С; парового отопления при $t_т$=130 °С.

В помещениях категории В допустимо применение электрического и газового отопления при $t_{пов}$=l 10 °С.

При выделении пыли и аэрозолей в помещениях категории А и Б предельную температуру теплоносителя принимают 110 °С, в помещениях категории В- 130°С.

Водяное и паровое отопление не устраивают в помещениях категорий А и Б в тех случаях, когда в них хранят или применяют вещества, образующие при контакте с водой или водя-

ными парами взрывоопасные смеси, или вещества, способные к самовозгоранию или взрыву при взаимодействии с водой.

Кроме того, температуру теплоносителя в системах отопления с местными отопительными приборами в помещениях категорий А, Б и В и для калориферов рециркуляционных воздушных завес, размещаемых в этих помещениях, принимают не менее чем на 20 % ниже температуры самовоспламенения газов, паров, пыли или аэрозолей, выделяющихся в помещениях.

В производственных помещениях категорий Г и Д при непрерывном технологическом процессе:

- без выделения пыли и аэрозолей - системы воздушного отопления, водяного отопления с ребристыми трубами, радиаторами и конвекторами при $t_т$=150 °С, парового отопления при $t_т$=130 °С, электрического и газового отопления с высокотемпературными темными излучателями;

- при повышенных требованиях к чистоте воздуха - системы воздушного отопления, водяного отопления с радиаторами, панелями и гладкими трубами при $t_т$=150 °С;

- при выделении негорючих пыли и аэрозолей - системы воздушного отопления, водяного отопления с радиаторами при $t_т$=150 °С, парового отопления при $t_т$=130 °С, электрического и газового отопления при t =1<50°Г-

- при выделении горючих пылей и аэрозолей - системы воздушного отопления, водяного отопления с радиаторами и гладкими трубами при $t_т$=130 °С; парового отопления при $t_т$=110°С;

- при значительных влаговыделениях - системы воздушного отопления; водяного отопления с радиаторами и ребристыми трубами при $t_т$=150 °С, парового отопления при $t_т$=130 °С, газового отопления при $t_{пов}$ = 150°С.

В производственных помещениях с выделением возгоняемых ядовитых веществ систему отопления выбирают по специальным нормативным документам.

Во всех перечисленных зданиях и помещениях, кроме производственных помещений категорий А, Б и В, могут быть применены системы водяного отопления со встроенными в строительные конструкции нагревательными элементами. Предельно допустимая средняя температура тепло-отдающей поверхности строительных конструкций для этих случаев приведена в § 11.7.

В зданиях и помещениях **с переменным тепловым режимом в** течение суток применяют нижеследующие системы отопления.

В школах и других учебных заведениях, зданиях управлений, научных и проектных учреждений, конструкторских бюро, читальных залах, на предприятиях связи и обслуживания населения (при работе сидя близ световых проемов), в административно-бытовых зданиях - системы водяного отопления с радиаторами и конвекторами (конвекторы в школах во вспомогательных помещениях) при t,=95 °С для двухтрубных систем, 105 °С для однотрубных систем (до 130 °С для однотрубных систем при конвекторах с кожухом с изоляцией труб, имеющих температуру выше 105 °С), воздушного отопления или электрического и газового при $t_т$=95 °С.

В театрах, кинотеатрах, клубах, зрительных залах, ресторанах - системы водяного отопления с радиаторами и конвекторами при $t_т$=115 °С (до 130 °С для однотрубных систем при конвекторах с кожухом с изоляцией труб, имеющих температуру выше 115 °С), воздушного отопления или электрического при $t_{пов}$=l 15 °С. Системы водяного и электрического отопления должны обеспечивать понижение теплоотдачи в помещения в нерабочее время. Системы воздушного отопления - работу с рециркуляцией воздуха для дежурного отопления.

В магазинах, столовых (кроме ресторанов), кафе, буфетах и закусочных, прачечных, в спортивных сооружениях (кроме плавательных бассейнов) - системы водяного отопления с радиаторами, конвекторами (кроме прачечных) и гладкими трубами при $t_т$=150 °С, воздушного отопления или электрического и газового отопления (кроме прачечных) при $t_{пов}$=150 °С. В не утепленных и полуоткрытых зданиях и помещениях магазинов и предприятий общественного питания может быть применено электрическое и газовое отопление с высокотемпературными (до 250 °С) темными излучателями.

В производственных помещениях категорий А, Б, В, Г и Д при работе в одну или две смены применяют системы отопления, указанные для аналогичных помещений с постоянным тепловым режимом. Системы водяного отопления должны обеспечивать понижение теплоотдачи в помещения в нерабочее время. Системы воздушного отопления рекомендуется устраивать центральными, совмещенными с приточной вентиляцией основных крупных помещений, с применением их для дежурного отопления в нерабочее время или местными с отопительными агрегатами для дежурного отопления при отсутствии или невозможности использовать центральные системы приточной вентиляции.

Для отопления складских помещений и зданий принимают системы отопления как для производственных помещений с учетом противопожарных и санитарных требований в зависимости от вида хранимых в них изделий и материалов.

В отдельных помещениях (кроме помещений категорий А и Б) и на рабочих местах в не отапливаемых зданиях или в помещениях при пониженной температуре устраивают системы газового и электрического отопления, в том числе с высокотемпературными (до 250 °С) излучателями (в помещениях категории В при $t_{пов}$≤110 °С), или воздушного отопления со струйной подачей нагретого воздуха.

В перечисленных зданиях и помещениях (кроме клубных и зрелищных предприятий, ресторанов и производственных помещений категорий А, Б и В) могут быть выполнены также системы водяного отопления со встроенными в строительные конструкции нагревательными элементами.

Дежурное отопление предусматривают в нерабочее время или во время перерывов в использовании помещений, когда по условиям технологии производства и эксплуатации оборудования, приборов и коммуникаций можно поддерживать температуру воздуха ниже нормируемой, но не ниже 5 °С. При этом обеспечивают восстановление нормируемой температуры к началу использования помещения или к началу работы без увеличения приведенных затрат.

Дежурного отопления не устраивают при высокой расчетной температуре наружного воздуха для проектирования отопления (выше 5 °С).

В районах с расчетной температурой наружного воздуха -40 °С и ниже предусматривают нагревание поверхности полов жилых помещений, расположенных над холодными под-

польями, а также помещений в общественных, административно-бытовых и производственных зданиях, предназначенных для постоянного пребывания людей.

У дверей главных входов, ворот, наружных технологических проемов при частом их открывании применяют местные воздушные отопительные установки периодического действия для создания воздушно-тепловых завес в открытых проемах. Воздушно-тепловые завесы в открываемых проемах устраивают также при кондиционировании воздуха, недопустимости снижения температуры или значительных влаговыделениях (плавательные бассейны и др.) в помещениях.

Отопительные установки для создания воздушно-тепловых завес предусматривают в производственных зданиях у наружных ворот (при отсутствии тамбуров или шлюзов), открываемых чаще, чем 5 раз или не менее чем на 40 мин в смену, а также у открытых технологических проемов при расчетной температуре наружного воздуха для проектирования отопления ($k_{об}$=0,92) -15 °С и ниже. Их проектируют у входных дверей, через которые (через один тамбур) проходят 400 чел/ч и более при расчетной температуре от -15 до -25 °С, 250 чел/ч и более при температуре от -26 до -45 °С и 100 чел/ч и более при температуре ниже -45 °С. В частности, воздушно-тепловые завесы предусматривают в тамбурах входов для посетителей в предприятиях общественного питания с числом мест в залах 100 и более, в магазинах с торговыми залами общей площадью 150 м^2 и более.

§ 15.4. Условия выбора системы отопления

При выборе системы отопления для обеспечения заданного теплового режима отапливаемых помещений, кроме технических и экономических показателей, учитывают также конструктивные и эксплуатационные условия и ограничения, установленные на основании опыта проектирования и эксплуатации здания.

В системах отопления здания, сооружения, жилого района или промышленной площадки принимают единый вид теплоносителя для унификации оборудования, приборов и материалов. Давление теплоносителя устанавливают в соответствии с механической прочностью (допустимым рабочим давлением) выбранных элементов системы в зависимости от расчетной температуры теплоносителя.

В зданиях, включающих отдельные помещения иного назначения (например, пункт бытового обслуживания населения в жилом доме), предусматривают одну общую систему отопления. Крупные помещения или комплексы помещений специального назначения при основном здании (например, магазин, пристроенный к жилому дому, административно-бытовые помещения производственного здания) оборудуют отдельными системами отопления.

В зданиях устраивают отдельные системы или ответвления от общих систем отопления для обогревания помещений: различно ориентированных по сторонам горизонта, имеющих различные технологические режимы или с резко изменяющейся теплопотребностью, предназначенных для периодического пребывания и работы людей. Это делают с целью уменьшения (в случае необходимости) теплоподачи или даже частичного выключения отопления.

Теплопроводы постоянно действующих систем отопления с местными приборами прокладывают в зданиях, начиная от распределительных коллекторов, отдельно от теплопроводов систем прерывистого отопления и теплопроводов для периодически работающих воздухонагревателей систем воздушного отопления и воздушно-тепловых завес.

В производственных зданиях и помещениях, оборудованных централизованной приточной вентиляцией, применяют главным образом воздушное отопление (при кратности воздухообмена, превышающей единицу). Число и мощность центральных систем воздушного отопления определяют в зависимости от деления на системы и трассировки воздуховодов приточной вентиляции. Отопительные приборы небольших вспомогательных помещений в цехах (например, помещения мастера, ОТК, кладовой) присоединяют последовательно (по однотрубной схеме) к теплопроводам для воздухонагревателей систем воздушного отопления.

В системах водяного отопления отдают предпочтение однотрубной и бифилярной схемам соединения отопительных приборов и искусственному (насосному) побуждению циркуляции воды. Тепловую мощность и протяженность системы отопления находят, исходя из тепловой нагрузки отдельных стояков в вертикальной системе или поэтажных ветвей в горизонтальней системе и располагаемого циркуляционного давления.

Максимальная тепловая мощность стояков и поэтажных ветвей диаметром D_y10, 15 и 20, подсчитанная при предельно допустимой по СНиП скорости движения веды для помещений гражданских зданий (1,5 м/с), дана в табл. 15.1. В случаях, когда допустима более высокая скорость движения воды в трубах и отопительных приборах (в административно-бытовых и производственных зданиях), тепловая мощность стояков и поэтажных ветвей, указанная в таблице может быть превышена при условии достаточности циркуляционного давления.

Таблица 15.1. Максимальная тепловая мощность стояков и ветвей систем водяного отопления гражданских зданий (при скорости движения воды 1,5 м/с)

Расчетный перепад температуры воды, °С	Тепловая мощность, кВт, при внутреннем диаметре труб $d_в$, мм		
	12,6	15,7	21,2
85 – 65	15,2	23,5	42,9
95 – 70	18,8	29,2	53,3
105 – 70	26,2	40,6	74,1
115 – 70	33,4	51,8	94,5
150 – 70	57,4	89,2	162,6

При выборе диаметра стояков и поэтажных ветвей имеют в виду, что при высокой (но допустимой) скорости движения воды потери давления в них могут быть слишком велики для водоструйных элеваторов или местных циркуляционных насосов, развивающих сравнительно небольшое давление. Вместе с тем увеличение потерь давления в стояках и поэтажных ветвях желательно при наличии значительного перепада давления в наружных теплопроводах, вводимых в здание.

В системах водяного отопления зданий, возводимых из сборных строительных конструкций, применяют нагревательные элементы, встроенные в наружные стены, перекрытия и полы (см. гл. 11).

Высоту систем водяного отопления ограничивают, исходя из допустимого (рабочего) гидростатического давления для выбранных элементов систем (приборов, арматуры, насосов,

теплообменников и т.д.). Высота систем не должна превышать (с некоторым запасом) 55 м при использовании чугунных и стальных приборов и 90 м для приборов со стальными греющими трубами.

Высоту систем воздушного отопления ограничивают для уменьшения попутного охлаждения воздуха в вертикальных каналах.

Для высоты двухтрубных систем водяного отопления и канальных систем воздушного отопления устанавливают определенный предел. Делают это во избежание чрезмерного нарушения расчетного теплового режима (теплового разрегулирования) вследствие непропорциональной теплоподачи в помещения под влиянием изменяющегося естественного циркуляционного давления. Этот предел составляет приблизительно 25 м при водяном и 15 м при воздушном отоплении.

КОНТРОЛЬНЫЕ ЗАДАНИЯ И УПРАЖНЕНИЯ

1. Перечислите свойства системы отопления, определяющие понятие "эффективность системы".
2. Выведите формулу для определения всех видов затрат при эксплуатации системы отопления в течение года (в развитие формулы (15.3)).
3. Напишите формулу для вычисления коэффициента приведения в случае выполнения монтажных работ в течение нескольких лет.
4. Составьте формулу приведенных затрат на систему отопления с учетом замены отдельных ее элементов и изменения величины эксплуатационных затрат в течение срока службы системы.
5. Какова причина принятия в равных технологических условиях более низкой допустимой температуры теплоносителя пара, чем допустимая температура теплоносителя воды?
6. Рассчитайте по образцу табл.. 15.1 максимальную тепловую мощность стояков и ветвей систем водяного отопления производственных зданий.

ГЛАВА 16. РАЗРАБОТКА СИСТЕМЫ ОТОПЛЕНИЯ

§ 16.1. Процесс проектирования и состав проекта отопления

Проектирование системы центрального отопления есть процесс разработки технической документации, определяющей тепловую мощность и теплоноситель, конструкцию системы и теплового пункта, диаметры теплопроводов, размеры отопительных приборов и параметры оборудования, стоимость системы и другие технико-экономические показатели.

Различают типовые, экспериментальные и индивидуальные проекты отопления.

Типовые проекты выполняют обезличенно, индивидуальные и экспериментальные проекты разрабатываются для конкретных условий строительства зданий и сооружений.

К экспериментальным относят проекты ранее не применявшихся систем отопления, систем с новыми нетрадиционными узлами и деталями. Такие проекты составляют для последующего исследования работы систем отопления в натурных условиях и проверки их технико-экономических показателей.

При **индивидуальном** проектировании применяют, как правило, технические решения, проверенные на практике. Индивидуальные проекты называют проектами повторного применения, если их используют при повторном строительстве однотипных объектов.

К индивидуальным относят также проекты реконструкции существующих систем отопления. Существующие системы могут не только реконструироваться, что обычно делают при перестройке зданий и сооружений. Возможно проведение капитального ремонта без изменения структуры системы, возможна и модернизация отдельных устаревших узлов и деталей (например, замена водоструйного элеватора смесительным насосом). Все это требует составления проектов.

Выполняют такие индивидуальные проекты после технической экспертизы. В отчет об экспертизе включают технические показатели обследованной системы отопления, ее первоначальные чертежи (а в случае их отсутствия - обмерные чертежи). Определяют физический и моральный износ системы и составляют технико-экономическое обоснование необходимости ремонта, реконструкции, модернизации или замены ее принципиально новой.

Процесс проектирования системы отопления в полном объеме включает три стадии операций по выбору, конструированию и расчету: технико-экономические расчеты, проект, рабочая документация. Часто, особенно при повторном использовании имеющегося проекта и применении типового проекта, отдельные стадии проектирования объединяют.

На стадии **технико-экономических расчетов** (ТЭР) определяют ориентировочную тепловую мощность системы отопления, устанавливают источник теплоснабжения, вид и параметры теплоносителя, режим действия и принципы управления системой, виды оборудования и отопительных приборов. На данной стадии проектирования рассматривается использование научно-технических достижений, связь с другими системами инженерного оборудования и конструктивным решением здания и особые условия строительства (сейсмичность, вечная мерзлота и т.п.). В особый раздел в настоящее время выносится перечень мероприятий по энергосбережению с расчетом соответствующих показателей и проверкой их соответствия нормативным значениям для данного региона.

На стадии **проекта** (П) проводят основные расчетно-графические работы. Законченный технический проект состоит из поэтажных планов, схем, расчетно-пояснительной записки со спецификациями и смет.

На стадии **рабочей документации** (РД) разрабатывают узлы и детали теплового пункта, магистралей, ветвей, стояков и подводок, приборов и агрегатов. Составляют технические условия изготовления нестандартного оборудования, указания по эксплуатации системы.

Выполняют заглавный лист, внося в него состав и основные положения проекта, технико-экономические показатели, ссылки на СНиП, СН, ТУ и ТП (§ 16.2), типовые чертежи элементов и установок, указания по производству монтажных работ.

По техническому проекту и рабочим чертежам для индустриализации заготовительно-монтажных работ иногда для крупных объектов выполняют монтажный проект, предусматривающий унификацию элементов, включающую укрупнение и сокращение числа типоразмеров, применение типовых узлов и нормализованных деталей.

§ 16.2. Нормы и правила проектирования отопления

Системы центрального отопления в нашей стране проектируют в специализированных отделах проектных институтов, основываясь на строительных нормах и правилах, каталожно-справочной литературе, при обязательном соблюдении государственных стандартов.

Специалисты-проектировщики обязаны использовать последние достижения в области отопительной техники для обеспечения эффективной и вместе с тем экономичной работы проектируемых систем отопления. При этом они руководствуются решениями о всемерной экономии как затрат труда и материальных ресурсов при монтажных работах, так и энергозатрат в процессе эксплуатации зданий и сооружений.

В основу проектирования положены нормативные документы: общероссийские (федеральные) и местные (региональные). В эти документы внесены требования к проектам, нормы проектирования, правила организации, производства и приемки работ, методы определения стоимости объектов, требования к их эксплуатации. Ведомственные (ВСН) и региональные (РСН) строительные нормы дополняют федеральные строительные нормы и правила (СНиП), отражая особенности проектирования в условиях отрасли народного хозяйства страны и данного региона. Эти нормативные документы, равно как и государственные стандарты (ГОСТ), постоянно совершенствуют и обновляют.

Перечень действующих нормативных документов периодически утверждает Государственный строительный комитет (Госстрой России) для обязательного применения при проектировании.

К таким основным документам для проектирования отопления относятся:

- государственные стандарты (ГОСТ), разрабатываемые, например, на стальные трубы, отопительные приборы, на оформление рабочих чертежей проектов отопления;
- строительные нормы и правила (СНиП), состоящие из общей главы по проектированию отопления, вентиляции и кондиционирования, отдельных глав по видам зданий и сооружений с конкретными нормами, учитывающими особенности отопления этих сооружений, а также глав по строительной теплотехнике, климатологии и геофизике;
- строительные нормы (СН), технические условия (ТУ), технические правила (ТП) или свод правил (СП) для повсеместного применения;
- строительные каталоги (СК) оборудования.

Для ускорения и облегчения работы проектировщики используют вспомогательные материалы - пособия и руководства по проектированию систем отопления, справочники, альбомы типовых деталей и узлов (например, средства крепления труб и приборов). Выполняют машинизированные расчеты отдельных разделов проекта (например, с помощью ЭВМ проводят расчет теплопотерь помещениями, гидравлический расчет систем отопления, тепловой расчет отопительных приборов). Разрабатывают и внедряют сквозную систему автоматического проектирования (САПР) отопления, особенно при типовом проектировании зданий.

§ 16.3. Последовательность проектирования отопления

Исходными данными для проектирования системы отопления являются:

- источник теплоснабжения;

- назначение, планировка и строительные конструкции здания;
- технологический проект и режим эксплуатации основных помещений;
- положение здания на участке строительства;
- климатология местности.

Климатические параметры в районе строительства здания устанавливают по главе СНиП "Строительная климатология и геофизика". Конкретное значение расчетной температуры наружного воздуха $t_н$, при которой определяют тепловую мощность системы отопления, принимают по параметрам Б для холодного периода года, приведенным в главе СНиП "Отопление, вентиляция и кондиционирование". Там же указана расчетная скорость ветра.

Операции по проектированию состоят из четырех основных разделов: расчет тепловой мощности, выбор, конструирование и теплогидравлический расчет системы отопления. Завершается проектирование составлением расчетно-пояснительной записки со спецификациями и сметы.

Расчет тепловой мощности системы отопления начинают с выбора расчетных значений температуры и влажности воздуха в помещениях по главе норм проектирования, соответствующей назначению этих помещений (например, для помещений гостиницы по главе СНиП "Гостиницы"), На основании теплотехнических расчетов наружных ограждений (по главе СНиП "Строительная теплотехника") определяют коэффициенты теплопередачи и теплопотери через ограждения. Вычисляют теплозатраты на нагревание инфильтрующегося воздуха (с использованием глав СНиП "Отопление, вентиляция и кондиционирование" и "Строительная теплотехника"), а также поступающих в помещение снаружи материалов.

После расчета теплопоступлений от людей, технологического оборудования, электрических приборов и освещения, нагретых материалов и солнечной радиации составляют тепловой баланс и выявляют дефицит или теплоизбытки в помещениях. На этом основании устанавливают теплопотребности помещений: тепловые нагрузки отопительных установок в течение расчетного часа рабочего и нерабочего периодов суток.

Тепловые нагрузки, определяющие мощность отопительных установок, могут в зависимости от режима использования помещений значительно превышать среднюю теплопотребность в течение суток. В таких случаях составляют суточный и недельный графики использования тепловой мощности системы.

Выбор системы отопления зависит от источника теплоснабжения, вида и параметров теплоносителя, вида и типов приборов и оборудования. Выбор делают в соответствии с указаниями норм проектирования (в первую очередь по главе СНиП "Отопление, вентиляция и кондиционирование"), а также с учетом технико-экономических показателей в конструктивно-эксплуатационных ограничений (см. гл. 15). Определяют возможность непосредственного использования теплоносителя в отопительных установках и приборах, возможность устройства отопления, совмещенного с вентиляцией.

Схему системы отопления выбирают в соответствии с планировочными, конструктивными и технологическими особенностями здания. Устанавливают режим действия и принципы управления работой системы, целесообразность отдельного дежурного отопления.

Конструирование системы отопления начинают с размещения теплового центра, теплопроводов (труб и воздуховодов), отопительного оборудования в здании. Разделяют систему на обособленные зоны и части постоянного и периодического действия с учетом от-

дельного отключения и регулирования. Учитывают также категории пожаровзрывоопасности помещений.

При размещении труб принимают решения по направлению и величине уклона, компенсации удлинения и тепловой изоляции, организации движения, сбора и удаления воздуха, спуску и наполнению водой системы, выбору и расположению арматуры.

На планах подвального и чердачного (технических) помещений показывают основное оборудование с технической характеристикой, магистрали с указанием диаметра и уклона, стояки с номерами, ввод наружных теплопроводов, запорную арматуру, компенсаторы, неподвижные опоры, участки с тепловой изоляцией.

На неповторяющиеся поэтажные планы наносят стояки с номерами, отопительные приборы с указанием марки, числа и длины элементов, отопительные агрегаты с технической характеристикой, транзитные трубы и подводки к приборам и агрегатам.

Составляют схемы труб и оборудования теплового центра и системы отопления. Разрабатывают узлы установки теплообменников, приборов, агрегатов, насосов, баков и прочего оборудования, детали прокладки, подвески и крепления труб и воздуховодов, размещения регулирующей арматуры и воздуховыпускных устройств.

Схемы магистралей и теплового пункта вычерчивают в аксонометрической проекции, причем стояки часто изображают отдельно в виде разверток по стенам здания (при взгляде изнутри).

На схемах показывают оборудование, коллекторы с контрольно-измерительными приборами, трубы с запорно-регулирующей арматурой, отопительные приборы и калориферы отопительных агрегатов, воздухосборники, воздушные и спускные краны, грязевики, компенсаторы и неподвижные опоры. На схемах наносят: уклон труб, номера стояков, тепловую нагрузку и диаметр участков магистралей и стояков, расход воды в стояках, тепловую нагрузку и расчетную площадь приборов и калориферов, помещают техническую характеристику приборов, оборудования и системы.

Теплогидравлический расчет системы отопления включает определение температуры, давления и расхода теплоносителя, диаметра теплопроводов, типоразмера оборудования.

Тепловой и гидравлический (или аэродинамический) расчеты взаимно связаны и, строго говоря, требуется многократное их повторение для выявления действительно необходимых параметров теплоносителя, размеров теплопроводов и оборудования. Поэтому наиболее точным является расчет системы с помощью ЭВМ.

Расчет вручную повторяют 1-2 раза, причем тепловой и гидравлический расчеты выполняют в различной очередности.

Тепловой расчет предшествует гидравлическому, когда размеры греющих элементов (труб, воздухонагревателей) значительно влияют на давление и расход теплоносителя в системе. Например, при использовании конвекторов в системе водяного отопления длину приборов определяют до гидравлического расчета, а после уточнения параметров теплоносителя вносят поправки в размеры приборов.

Гидравлический расчет выполняют до теплового, когда размеры греющих элементов практически не влияют на гидравлическое сопротивление системы. В результате гидрав-

лического расчета определяют диаметр теплопроводов и параметры теплоносителя, а затем размеры греющих элементов. Так поступают, например, при использовании секционных радиаторов в системе водяного отопления.

Работы по перечисленным четырем разделам проводят последовательно, но с различной степенью детализации на отдельных стадиях проектирования системы отопления.

Расчетно-пояснительная записка включает обычно четыре раздела: общую часть, тепловой пункт, систему отопления, спецификации. В общей части кратко описывают здание и участок строительства, запроектированные тепловой пункт и систему, климатические данные и метеорологические условия в помещениях. В следующие два раздела помещают основные расчетные материалы с обоснованием выбора конструктивных элементов, описанием особенностей системы и оборудования теплового пункта, ссылками на нормативную и каталожно-справочную литературу. Спецификации как основание для составления сметы состоят из перечней, технических характеристик и количества необходимых материалов, приборов и оборудования со ссылками на ГОСТ и Строительные каталоги.

§ 16.4. Проектирование отопления с помощью ЭВМ

В § 4.8 описано применение ЭВМ для теплового расчета одного из элементов центральных систем водяного и парового отопления - отопительных приборов. Подробно рассмотрены вводимые в ЭВМ исходные данные и этапы последовательного выполнения расчетов.

Существуют программы расчета с помощью ЭВМ других элементов систем отопления. Разрабатывают общую **систему автоматизированного проектирования** (САПР) отопления, предназначенную не только для ускоренного выполнения расчетов, но для машинизации всего процесса проектирования отопления.

САПР отопления состоит из ряда подсистем, обеспечивающих выполнение следующих работ:

- получение справочно-технической информации;
- расчет тепловой мощности системы отопления;
- выбор системы отопления с вариантными технико-экономическими расчетами;
- конструирование системы отопления с выполнением чертежей;
- теплогидравлические расчеты системы отопления;
- составление расчетно-пояснительной записки, спецификаций, технико-экономических показателей системы отопления;
- определение сметной стоимости системы отопления.

Рассмотрим на примере практикуемое применение ЭВМ для тепло-гидравлических расчетов распространенных однотрубных систем водяного отопления.

Программа расчетов составлена применительно к вертикальным и горизонтальным системам, присоединенным к наружным теплопроводам по зависимой схеме с применением водоструйного элеватора. Программа предусматривает:

- гидравлический расчет систем с равными и неравными перепадами температуры воды в стояках;
- тепловой расчет отопительных приборов;

- выбор регулирующих клапанов, контрольно-измерительных приборов (КИП), регулятора давления;
- подбор элеватора;
- составление спецификаций на трубы, арматуру, отопительные приборы, КИП.

Программа предусматривает:

- верхнюю и нижнюю разводку магистралей с тупиковым и попутным движением воды в них;
- вертикальную, горизонтальную и бифилярную схемы соединения отопительных приборов различных типов;
- применение разных приборных узлов - проточных, проточно-регулируемых, регулируемых с замыкающими участками, с редукционными вставками.

Предварительно разрабатывают и вычерчивают в масштабе расчетную схему системы отопления. На схеме указывают тепловую нагрузку каждого отопительного прибора, температуру воздуха в каждом помещении, параметры теплоносителя для системы в целом, располагаемую разность давления в месте ввода наружных теплопроводов в здание.

Основные исходные данные, вводимые в ЭВМ для расчетов, составлены в виде пяти таблиц, снабженных пояснениями для правильного их заполнения, в которые соответственно записывают:

- общие сведения о системе;
- характеристику приборных узлов с указанием условий установки отопительных приборов в помещениях;
- характеристику стояков с разбивкой их на этажестояки и узлы присоединения к магистралям;
- характеристику магистралей с информацией о каждом участке;
- характеристику головных участков магистралей, начиная от ввода по направлению движения теплоносителя.

Алгоритм проектирования основан на способе гидравлического расчета по удельным линейным потерям давления с учетом естественного циркуляционного давления, возникающего при охлаждении воды в системе. Для получения оптимального варианта проектного решения применен метод динамического программирования. За критерий оптимизации расчетов принято максимальное использование разности давления в подающем и обратном наружных теплопроводах в месте ввода их в отапливаемое здание. При определении общих потерь давления в системе отопления применен способ характеристик гидравлического сопротивления.

Диаметр любого участка может быть задан либо определен расчетом. При подборе диаметра магистралей предусмотрено соблюдение условия "телескопичности" - последовательного плавного их изменения. Предусмотрена также возможность дросселирования группы стояков шайбой или вставкой из трубы меньшего диаметра на магистрали с выявлением при этом экономии металла.

Тепловой расчет стояков заключается в определении охлаждении воды в трубах при движении теплоносителя до каждого отопительного прибора с выявлением полезной теплоотдачи в помещения и дополнительных теплопотерь через наружные ограждения в местах прокладки труб. При тепловом расчете отопительных приборов находят охлаждение воды

в приборах при принятой к установке их площади и дополнительные теплопотери через наружные ограждения в местах их установки.

При расчетах используют справочно-техническую информацию: сортамент стальных труб, теплотехнические показатели отопительных приборов, технические данные запорно-регулирующей арматуры, клапанов, КИП. Она сформирована автономно (за пределами программы) в виде библиотеки информации, к которой можно обращаться по мере необходимости и в которую вносят поправки при появлении новых изделий и материалов. На печать выводятся сводные таблицы с исходными данными, характеристикой отопительных приборов, стояков, магистралей, систем. Даются спецификации отопительных приборов и других материалов и оборудования, а также технико-экономические показатели системы отопления. К этим показателям отнесены: средняя плотность теплоотдачи отопительных приборов (Вт/м^2), расход труб (кг/1000 Вт), расход теплоносителя воды (кг/ч), тепловая мощность системы (Вт), потери давления в системе (Па), относительные потери давления в стояках (в % от общих потерь в системе).

Условием оптимизации теплогидравлических расчетов может быть также минимизация приведенных затрат (см. § 15.2) при заданной тепловой мощности и возможных потерях давления в системе отопления, схема которой уже определена. При таких расчетах вертикальных однотрубных систем водяного отопления принимают во внимание требование СНиП, чтобы потери давления в стояках составляли не менее 70 % общих потерь давления в циркуляционных кольцах (без потерь давления в головных участках систем).

§ 16.5. Типовые проекты отопления и их применение

Типовыми называют проекты систем отопления, разработанные на основе типизации элементов и предназначенные для многократного повторения в строительстве. При разработке проводят унификацию элементов (узлов и деталей), выбирая лучшие и экономичные решения с минимальным числом типоразмеров.

Разработке типовых проектов предшествуют экспериментальное проектирование, монтаж и натурные наблюдения для проверки технико-экономических показателей и эксплуатационного качества систем. В типовых проектах используют прогрессивные конструктивные решения, предусматривающие индустриальное, заготовительно-монтажных работ и эффективность действия систем.

Создается сортамент элементов, обеспечивающий необходимое число вариантов типовых проектов и изготовление сборных узлов на специализированных заводах. Типовые проекты разрабатывают в ведущих проектных организациях.

Типовые проекты позволяют в короткие сроки обеспечивать строительство проектной документацией, включающей элементы заводского изготовления. В жилищном строительстве, например, в настоящее время по типовым проектам строится подавляющее число зданий.

Типовые проекты обновляются через 5... 10 лет с учетом технического прогресса в строительстве и вследствие повышения требований к уровню комфорта в зданиях.

В нашей стране с ее громадной территорией и различием природно-климатических условий установлено несколько проектно-строительных районов. Типовые проекты для этих районов отличаются тепловой мощностью систем и их конструктивно-техническими характеристиками.

Для каждого проектно-строительного района разрабатывают с учетом наличия отопительного оборудования варианты типовых проектов систем, рассчитанные при различной температуре наружного воздуха (параметры Б по СНиП [1J) с интервалом 5 °С (например, при -20, -25 °С и т.д.).

Вариант типового проекта системы отопления выбирают так: если здание строится в местности, где расчетная температура наружного воздуха имеет промежуточное значение, принимают проект, разработанный для ближайшей более низкой температуры (например, для -25 °С в местности с расчетной температурой -22 °С).

Выбранный вариант типового проекта "привязывают" (корректируют) применительно к местным условиям строительства здания и теплоснабжения системы отопления. При привязке проекта учитывают изменения, внесенные в нижнюю часть здания, обусловленные использованием рельефа участка строительства и уточнением планировки подвального, а иногда и первого этажей. В объем работ по привязке входят изменения и дополнения типового проекта теплового пункта и системы отопления. Проектируют также наружные теплопроводы до ввода их в здание и внутреннюю их прокладку до теплового пункта.

Привязку типового проекта обычно осуществляют в одну стадию (техно-рабочий проект), выполняя ее в рамках проектно-строительного объединения (ПСО), и только при привязке проекта в условиях изменения технологической части здания делают в две стадии.

КОНТРОЛЬНЫЕ ЗАДАНИЯ И УПРАЖНЕНИЯ

1. Установите по главе СНиП 2.04.05-91* нормативные положения, отражающиеся на тепловой мощности системы отопления.
2. Составьте перечень действующих строительных норм (СН) и технических правил (ТП) по вопросам отопления зданий,
3. Опишите технические решения системы отопления здания общеобразовательной школы, возводимого по типовому проекту в Вашем городе.
4. Установите состав типового проекта системы отопления, например, здания детского сада, строящегося в Вашем городе.

РАЗДЕЛ 7. ПОВЫШЕНИЕ ЭФФЕКТИВНОСТИ СИСТЕМЫ ОТОПЛЕНИЯ

ГЛАВА 17. РЕЖИМ РАБОТЫ И РЕГУЛИРОВАНИЕ СИСТЕМЫ ОТОПЛЕНИЯ

§ 17.1. Режим работы системы отопления

Размеры конструктивных элементов системы отопления здания или сооружения (диаметр труб, воздуховодов, 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 теплопотребности 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 (см. рис. 1). 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 теплоподачи 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 (см. § 2.1).

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

$$Q_{огр} = Q'_{огр}(t'_в - t_н) / (t'_в - t'_н), \qquad (17.1)$$

где $Q'_{огр}$ - теплопотери через ограждающие конструкции при расчетной температуре наружного воздуха; $t'_в$ и $t'_н$ - расчетная температура, соответственно, внутреннего и наружного воздуха; $t_н$ - текущая температура наружного воздуха.

Сложнее характер изменения теплопотерь, связанных с нагреванием поступающего в помещение наружного воздуха, $Q_н$. Помимо изменения температуры $t_н$ изменяется и расход воздуха $Q_н$, 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

$$Q_и = Q'_и \bar{G}_и (t'_в - t_н)/(t'_в - t'_н) \qquad (17.2)$$

где $G_и = G_и / G_и$ - 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. 17.1.

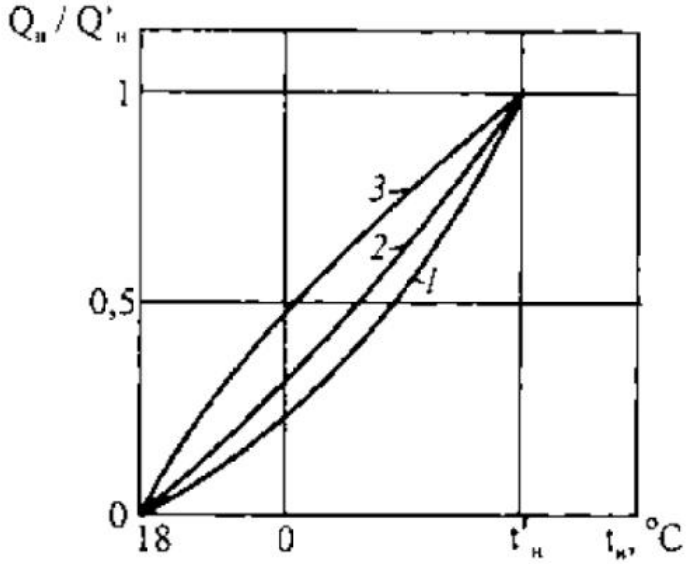

Рис. 17.1. Изменение теплопотребности на нагревание поступающего наружного воздуха в однотипные, расположенные на разных этажах, помещения многоэтажного жилого здания в течение отопительного сезона.: *1* - на нижних этажах 5... 12-этажного здания; *2* - на верхних этажах 5... 12-этажного здания; *3* - на верхних этажах 16...22-этажного здания

Теплопоступления от технологического оборудования и других внутренних источников $Q_{техн}$ обычно считают в течение отопительного сезона постоянными (в производственных зданиях их устанавливают для часа с минимальными тепловыделениями).

Теплопоступления от солнечной радиации $Q_{ср}$, 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 $Q_{с.р}$ 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 $t_н$=8 °С. На рис. 17.2 показано изменение теплопотребности здания без учета и с учетом технологических и внутренних теплопоступлений и солнечной радиации. Видно, что учет $Q_{техн}р$ может привести к значительной экономии тепловой энергии (заштрихованная область на графике).

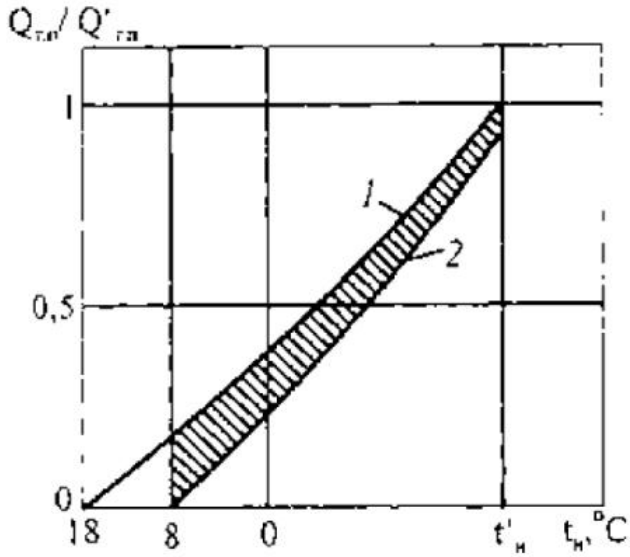

Рис. 17.2. Изменение теплопотребности зданий в течение отопительного сезона: *1* - без учета технологических и внутренних теплопоступлений и солнечной радиации; *2* - с учетом технологических и внутренних теплопоступлений и солнечной радиации

Текущая теплопотребность $Q_{т.п}$ на отопление помещений в общем виде составляет

$$Q_{т.п} = Q_{огр} + Q_и - Q_{техн} - Q_{с.р}, \qquad (17.3)$$

Поддержание внутренней температуры воздуха в помещении на расчетном уровне в течение всего отопительного сезона обеспечивается при выполнении условия

$$Q_п = Q_{т.п}, \qquad (17.4)$$

где $Q_п$ - 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 теплоподачи в помещения.

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 $t_г$ и расхода воды G по известному выражению

$$Q = Gc(t_г - t_о), \qquad (17.5)$$

где с - 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

$$- Gcdt = m(\Delta t_{ср} / 70)^n (G / 0{,}1)^p \Delta t_{ср} dA, \qquad (17.6)$$

где $\Delta t_{ср} = ((t_г + t_0) / 2) - t_в$; $t_{ср}$ - средняя разность температуры, °С; 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

$$\Delta t_{ср} = (n(t_г - t_о) / ((t_о - t_в)^{-n} - (t_г - t_в)^{-n}))^{1/(1+n)}, \qquad (17.7)$$

а также тепловой характеристики элемента T, определяющей процесс теплопередачи элемента системы отопления,

$$T = n / (70^n((t_о - t_в)^{-n} - (t_г - t_в)^{-n})). \qquad (17.8)$$

Уравнения (17.7) и (17.8) совместно приводят к формуле для определения температуры на выходе из теплоотдающего элемента системы при расходе воды, равном расчетному (см. формулу (4.36)):

$$t_о = t_в + ((1 / (t_г - t_в)^n) + (n / (70^n T)))^{-1/n}. \qquad (17.9)$$

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

$$T = T'(G / G')^{1-p}, \qquad (17.10)$$

где T' - тепловая характеристика элемента, полученная при подстановке в формулу (17.8) расчетных температурных параметров.

Пример 17.1. Определим степень уменьшения теплоотдачи отопительного прибора - конвектора "Универсал-20" в системе водяного отопления при сокращении расхода воды в нем от G'=350 до G=300 кг/ч и понижении температуры на входе в прибор от $t'_г$=105 до

$t_г$=80 °С, если задана $t_в$=$t'_в$=18 °С; t'_0=103 °С. Для конвектора "Универсал-20" n=0,35, p=0,07.

Тепловая характеристика прибора в расчетных условиях по формуле (17.8)

$$T' = 0{,}35 / (70^{0{,}35}((103 - 18)^{-0{,}35} - (105 - 18)^{-0{,}35})) = 46{,}21.$$

Тепловая характеристика прибора при измененном расходе воды по формуле (17.10)

$$T = 46{,}21(300 / 350)^{1-0{,}07} = 40{,}03.$$

Температура воды на выходе из конвектора в нерасчетных условиях по формуле (17.9)

$$t_o = 18 + ((1 / (80 - 18)^{0{,}35}) + (0{,}35 / (70^{0{,}35 \cdot} 40{,}03)))^{-1/0{,}35} = 78{,}54\ °C.$$

Теплоотдача прибора в расчетных условиях по формуле (17.5)

$$Q'_{пр} = 350 \cdot 4187(105 - 103) / 3600 = 815\ Вт.$$

Теплоотдача прибора при измененных параметрах теплоносителя

$$Q_{пр} = 300 \cdot 4187(80 - 78{,}54) / 3600 = 510\ Вт.$$

Степень уменьшения теплоотдачи отопительного прибора при измененных температуре и расходе теплоносителя воды

$$1 - (Q_{пр} / Q'_{пр}) = 1 - (510 / 815) = 0{,}374.$$

§ 17.2. Регулирование системы отопления

Под регулированием системы отопления понимают комплекс мероприятий, направленных на максимальное приближение теплоотдачи ее элементов к текущей переменной теплопотребности 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 теплопотребности. 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 эле-

ментов 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 (см. рис. 3.3 - 3.5). На практике при отсутствии тепломера или даже расходомера в тепловом пункте с водоструйным элеватором расход высокотемпературной воды в его сопле gj определяют расчетным путем при известных разности давления в теплопроводах $p_т$ 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_0> возвращающейся из системы. Повышенное значение этой температуры свидетельствует о преувеличении ее суммарной теплоподачи 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 смесительном 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 однотрубной 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 (см. рис. 5.11) в системе отопления малоэтажных зданий или применяя регулирующие краны с дросселирующим устройством (см. рис. 5.13) в системах отопления многоэтажных зданий (§ 18.2). Качественное пусковое регулирование двухтрубных стояков можно провести при использовании современного термоклапана (см. рис. 5.16), 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 (см. рис. 5.17).

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 t0 при известных теплотехнических характеристиках элемента, текущих и

расчетных температурных условиях должна быть близка к полученной расчетным путем по формуле (17.9). О температуре воды в расчетной точке системы с достаточной точностью *(±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 регулированиел *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 воздухораздающих 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 вентилей или путем установки дросселирующих шайб (см. § 9.6), обеспечивая полную конденсацию пара в отопительных приборах.

Эксплуатационное регулирование системы отопления проводят с целью обеспечения теплоподачи 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 (см. § 4.9).

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. 17.3). Построение графика ориентировано на обезличенное здание в районе действия тепловой станции при расчетной температуре внутреннего воздуха 18 °С (расчетная температура согласно СНиП в наиболее представительном помещении - в рядовой жилой комнате жилого дома).

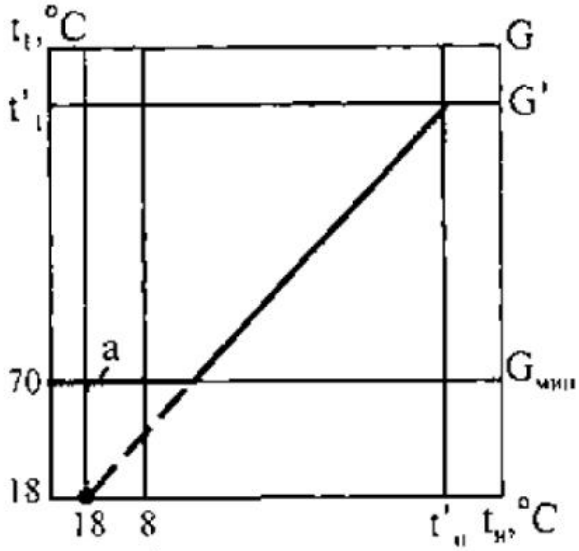

Рис. 17.3. Принцип построения графика регулирования температуры или расхода теплоносителя в системе водяного теплоснабжения в течение отопительного сезона

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 ДТП 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 (§ 19.5) зданий с переменным режимом работы (см. § 15.3) 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 (§ 18.4).

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 ре-

гулирование 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 теплоподачи 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 вентилей.

§ 17.3. 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 теплоподачи в помещения. Работа системы отопления эффективна (§ 19.2), когда теплоподача соответствует теплопотребности 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 числен-

ность 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 требуются 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 теплозатрат 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 отопление и воздушно-тепловых завес у ворот и входных дверей делают индивидуальным в зависимости от температуры воздуха в обслуживаемых помещениях (см. рис. 10.7).

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 (§ 19.5).

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 ра-

диации, 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. 17.4, когда температура воды, направляемой в северо-восточную часть системы, регулируется "по возмущению", а в юго-западную часть - "по отклонению".

Индивидуальное автоматическое регулирование с использованием термостатического регулятора (термоклапана, см. § 5.4) в настоящее время начинают применять повсеместно, так как при нем наиболее заметно можно сократить расход теплоты на отопление.

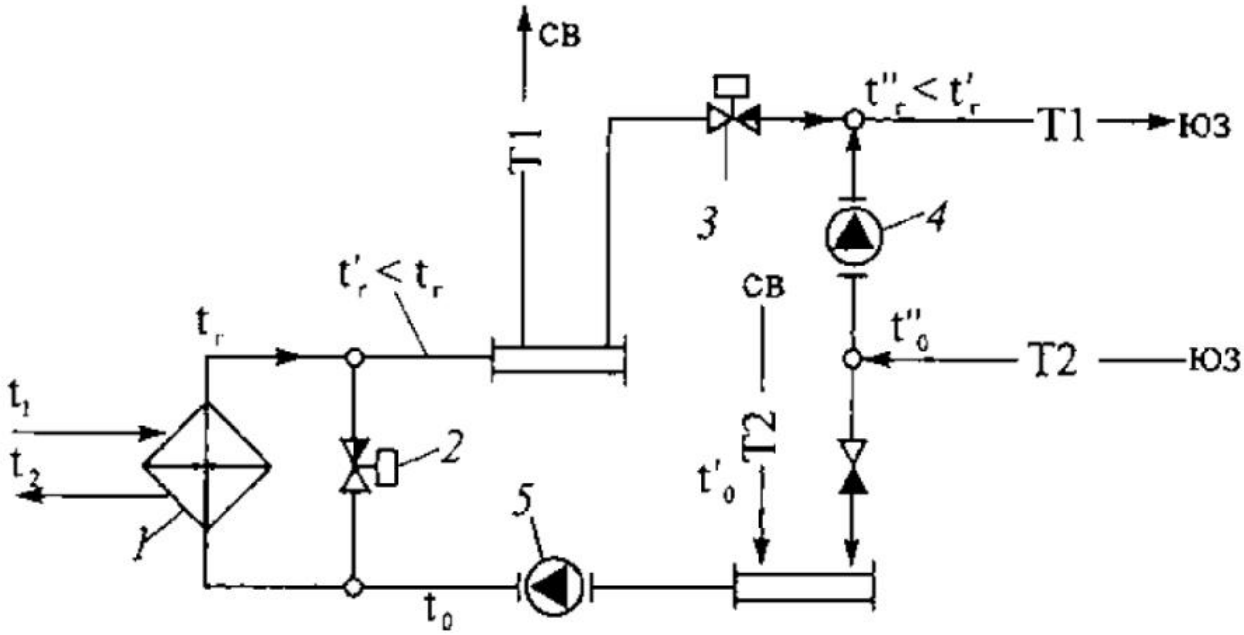

Рис. 17.4. Схема автоматического регулирования температуры воды, направляемой в пофасадные (северо-восточную и юго-западную) части системы отопления: *1* - теплообменник; *2* - регулятор температуры "по возмущению"; *3* - регулятор температуры "по отклонению"; *4* - смесительный насос; *5* - циркуляционный насос

§ 17.4. 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 Δp_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 Ep_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]

$$\Gamma = \Delta p'_e / (\Delta p_н + \Delta p'_e), \qquad (17.11)$$

где $\Delta p'_e$ - расчетное для системы отопления естественное циркуляционное давление; $\Delta p_н$ - насосное циркуляционное давление.

Показатель Г 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 однотрубной системе 5-этажного здания при $p_н$=10 кПа, расчетной температуре воды $t'_г$=105 °С и $t'_о$ =70 °С гидравлическая характеристика составляет около 0,15. С увеличением высоты здания показатель Г (при незначительном изменении $p_н$) растет, что объясняется повышением условного среднего центра охлаждения в однотрубной системе отопления над центром нагревания.

Степень изменения расхода G=G/G' в насосной системе отопления под влиянием естественного циркуляционного давления определяют по формуле

$$\bar{G} = (1 - \Gamma(1 - (\Delta p_e / \Delta p'_e)))^{0,5}. \qquad (17.12)$$

Выразим соотношение текущего Δp_e и расчетного $\Delta p'_e$ значений естественного циркуляционного давления в системе через температуру теплоносителя

$$((t_г - t_в) / (t'_г - t'_в)) = \beta(t_г - t_о) / (\beta'(t'_г - t'_о)), \qquad (17.13)$$

где $\beta' = (\rho'_о - \rho'_г) / (t'_г - t_о)$ - среднее увеличение плотности воды в расчетных условиях при понижении температуры теплоносителя на 1 °С, кг/(м^3·°С) (см. § 7.4).

Текущую температуру воды $t_г$ и $t_о$ для различных элементов системы можно найти, используя показатель тепловой характеристики системы Т (см. §17.1).

Относительное изменение расхода воды под действием температурных факторов должно свидетельствовать о достаточности гидравлической устойчивости системы отопления, т.е. о неподверженности ее гидравлическому разрегулированию (рис. 17.5) под влиянием Δp_e.

Следовательно, при выборе конструкции системы отопления в здании необходимо учитывать влияние внутренних факторов на предстоящий тепловой и гидравлический режим ее работы. Поясним это положение примером.

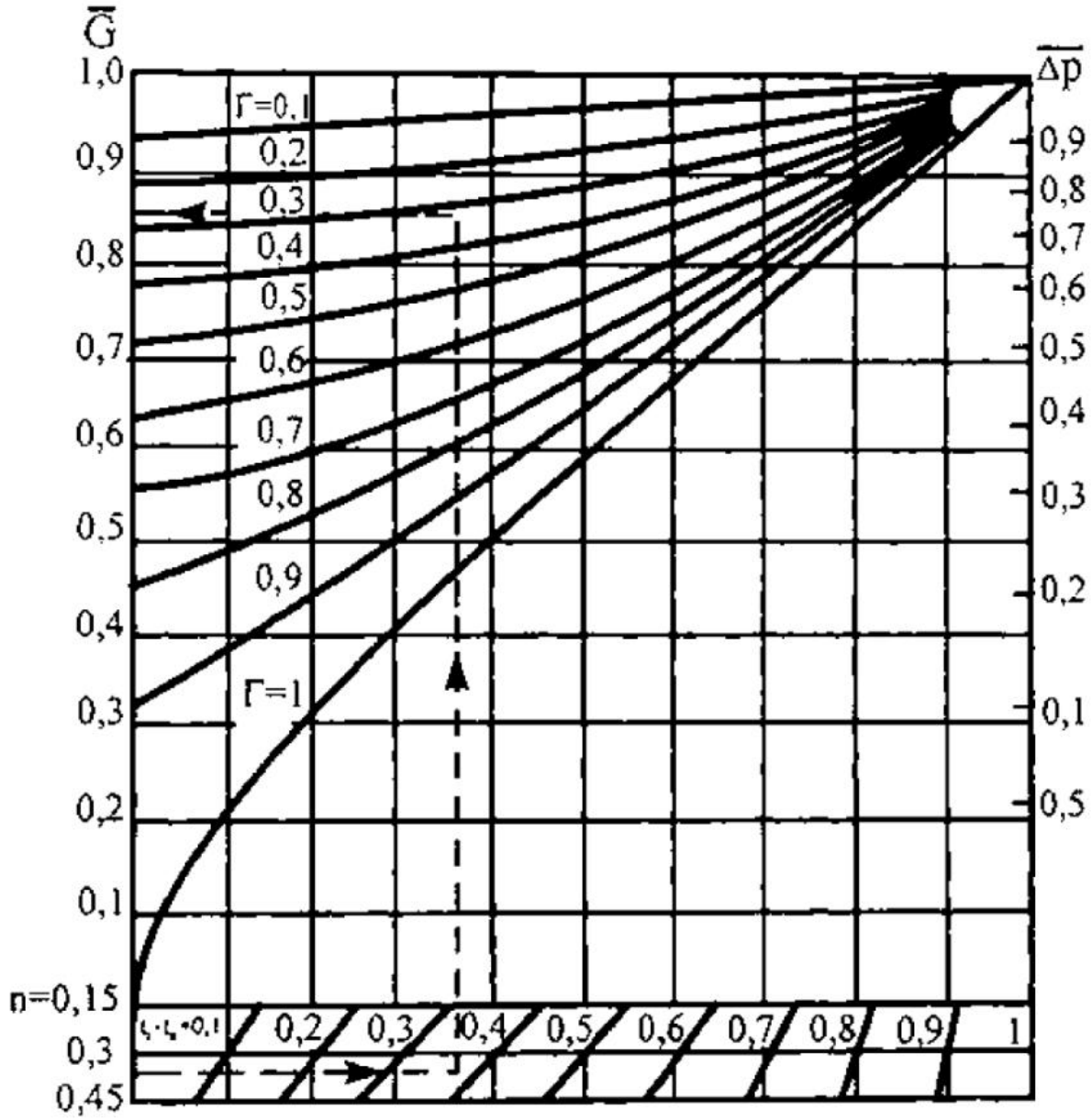

Рис. 17.5. Номограмма для определения показателя гидравлического разрегулирования системы водяного отопления

Пример 17.2. Определим изменение расхода воды в вертикальной однотрубной системе водяного отопления с насосной циркуляцией при понижении температуры теплоносителя до $t_г$=50 °С. Расчетные характеристики системы: $\Delta p_н$=1,0 кПа, $\Delta p_е$=5,5 кПа, $t'_г$=105 °С, $t_в$=$t'_в$=18 °С, n=0,35 (отопительные приборы - конвекторы с кожухом).

Относительная разность температуры

$$(t_г - t_в) / (t'_г - t'_в) = (50 - 18) / (105 - 18) = 0,37.$$

По формуле (17.11) находим

$$Г = 5500 / (10000 + 5500) = 0,35.$$

По рис. 17.5 определяем (ход решения по стрелке) G = 0,86. Это означает, что в данной системе при значительном снижении температуры расход воды уменьшится на 14 %.

В вертикальных однотрубных 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 однотрубной системе с *верхней разводкой* и насосной циркуляцией (показатель Г 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 однотрубного стояка требуется проведение смешанного (количественно-качественного) регулирования (см. рис. 7.25).

В системе с естественной циркуляцией (Г=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 Г, характерно явление **саморегулирования** (см. § 6.2). 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 $t_г$ до 110 °С и расхода воды в системе $0{,}5 \le G \le 1{,}9$. 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 Г.

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 Г 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 °С и относительного расхода в пределах $0,3 \leq G \leq 2,8$.

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 Г 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 tr сопровождается значительно большим снижением теплоотдачи отопительных приборов на верхних этажах по сравнению с теплоотдачей приборов на нижних. Исключение составляет крайний случай при Г=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_o) или с уменьшенным расходом воды при регулировании краном на подводке (повышение t_o). В системе водяного отопления с тупиковым движением воды в магистралях отключение 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 воздухораздающих устройствах (см. § 10.10). Эффекта можно достичь при использовании ступенчатого нагревания, когда температура воздуха в каналах системы близка к температуре воздуха в помещениях, а до нужной тем-

пературы воздух догревается в специальных доводчиках, установленных непосредственно в обогреваемых помещениях (§ 18.4).

Особенности работы **систем парового отопления** определяются, как уже отмечалось, невозможностью качественного регулирования систем и необходимостью осуществлять регулирование "пропусками" (см. § 17.2).

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 "спрессовывают", 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 теплопотерь 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 (17.8)) применительно к системе парового отопления.
3. Используя исходные данные примера 17.1, решите обратную задачу: на сколько должен быть сокращен расход воды в отопительном приборе для снижения его теплоотдачи на 25 %.
4. Определите текущее теплопотребление 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.

5. Какие факторы, влияющие на теплопотребность системы водяного отопления здания, можно будет учесть при переходе от группового в ЦТП к пофасадному регулированию?
6. Объясните связь между температурой внутреннего воздуха в отапливаемых помещениях и температурой теплоносителя на выходе из системы отопления.
7. Изобразите технологическую схему автоматического регулирования теплового потока, поступающего в систему водяного отопления здания в течение отопительного сезона.
8. Предложите схему системы водяного отопления с автоматическим регулированием теплового потока для крупного помещения, работа в котором характеризуется неравномерным поступлением теплоты.
9. Перечислите факторы, вызывающие гидравлическое и тепловое разрегулирование насосных систем водяного отопления многоэтажных зданий.
10. Укажите признаки вертикального разрегулирования однотрубной и двухтрубной насосных систем водяного отопления многоэтажного здания.
11. Назовите мероприятия по повышению вертикальной устойчивости действия центральной системы воздушного отопления многоэтажного здания.
12. Дайте определение свойству системы отопления - гидравлическая устойчивость системы.

ГЛАВА 18. СОВЕРШЕНСТВОВАНИЕ СИСТЕМЫ ОТОПЛЕНИЯ

§ 18.1. 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, воздухосборники, 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

$$\Delta p_z / \Delta p_p = 0{,}6 + az^{0.38}, \qquad (18.1)$$

где Δp_2, Δp_p - потери давления в системе отопления, соответственно, через z лет эксплуатации и расчетные; а - коэффициент, зависящий от качества теплоносителя (а=0,17 для деаэрированной воды при содержании кислорода в ней до 0,1 мг/л и а=0,65 для не деаэрированной 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 не деаэрированной 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 (см. рис. 3.11), к гидравлической и тепловой разрегулировке системы отопления и снижению теплоотдачи ее элементов.

Срок службы отдельных элементов системы отопления не одинаков (см. § 15.2). 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 теплозатрат 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 тепловою ввода и местного теплового пункта. Больших затрат требует, в частности, перевод системы водяного отопления с зависимой на независимую схему присоединения к тепловой сети (см. § 3.1). При этом дополнительно ус-

танавливают 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 замоноличенных 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.

§ 18.2. Двухтрубная система водяного отопления повышенной тепловой устойчивости

Достаточно распространенная в городской застройке однотрубная насосная система водяного отопления не лишена недостатков. При ее эксплуатации тепловой режим в отдельных помещениях отклоняется от заданного вследствие нарушений расчетных условий в системе, вызываемых несоответствием фактической площади нагревательной поверхно-

сти приборов расчетной площади и непланомерным изменением температуры и расхода воды. Эти нарушения усугубляются своеобразной цепной реакцией, возникающей при продвижении воды через последовательно соединенные приборы каждого стояка или ветви. В результате при эксплуатации вынужденно проводят центральное регулирование температуры горячей воды, ориентируясь на помещения, находящиеся в неблагоприятных тепловых условиях. Это вызывает перегревание большинства помещений и перерасход теплоты на обогревание зданий.

Тепловой комфорт во всех помещениях и экономия теплоты, расходуемой на отопление, скорее могут быть обеспечены при независимой теплоподаче в каждый отопительный прибор. При этом упрощается индивидуальное регулирование теплоотдачи приборов с учетом теплопоступлений в помещения от других источников. Возможно даже использование приборов для охлаждения помещений в летнее время. Таким образом, по эксплуатационным соображениям систему отопления желательно выполнять по схеме не только с двухтрубными магистралями, но и с двухтрубными стояками. Двухтрубная система водяного отопления была заменена в нашей стране однотрубной в целях экономии металла на теплопроводах, уменьшения затрат труда при производстве заготовительных и монтажных работ, устранения пусконаладочного регулирования, т.е. для улучшения заготовительно-монтажных показателей. При этом была также достигнута повышенная эксплуатационная гидравлическая устойчивость.

Следовательно, если систему отопления для придания ей дополнительных эксплуатационных достоинств нужно сделать двухтрубной, то такая система, прежде всего, должна быть равноценна однотрубной по достигнутым показателям.

Равноценность может быть обеспечена при использовании двухтрубных стояков в системе с нижней разводкой. В таких стояках увеличение естественного циркуляционного давления вследствие охлаждения воды в трубах и приборах сопровождается увеличением длины циркуляционных колец. Двухтрубная система с верхним расположением подающей магистрали для этой цели непригодна.

Традиционная вертикальная двухтрубная система отопления (даже с нижней разводкой) отличается при эксплуатации от однотрубной неустойчивостью распределения теплоносителя воды между отопительными приборами по высоте стояков. Неустойчивость распределения воды под воздействием непропорционально изменяющегося естественного циркуляционного давления приводит к значительному вертикальному тепловому разрегулированию в течение отопительного сезона. Этот недостаток насосной двухтрубной системы уже отмечался: в теплый период отопительного сезона перегреваются помещения на нижних этажах, а в холодный период, наоборот, перегреваются помещения на верхних этажах, и недогреваются нижние помещения.

Ранее для преодоления этого недостатка в двухтрубной системе многоэтажного здания предлагалось повысить потери давления в подводках к отопительным приборам за счет установки на них дроссельных кранов повышенного гидравлического сопротивления с дросселирующим устройством (см. рис. 5.13). В настоящее время эта задача решается путем установки на подающей подводке к прибору термостатического клапана с автоматическим количественным регулированием (см. рис. 5.16), с помощью которого можно провести требуемую гидравлическую (монтажную) регулировку системы отопления. Последнее можно осуществить и с помощью специального отключающего крана, установленного на обратной подводке прибора (см. рис. 5.17).

Исследованиями установлено, что потери давления в таких кранах $\Delta p_{кр}$ должны быть не меньше максимального естественного циркуляционного давления, возникающего вследствие охлаждения воды, протекающей через отопительные приборы на верхнем этаже обогреваемого здания:

$$\Delta p_{кр} \geq \Delta p_{е.макс}, \qquad (18.2)$$

где $\Delta p_{е.макс}$ - максимальное естественное циркуляционное давление в двухтрубном стояке, Па, определяемое по формуле (7.35).

При выполнении этого условия двухтрубная система с кранами повышенного гидравлического сопротивления у приборов будет действовать в течение отопительного сезона устойчиво, т.е. без значительного вертикального теплового разрегулирования.

Монтажная настройка термостатического клапана и (или) отключающего крана на обратной подводке к отопительному прибору осуществляется с применением специальных диаграмм по методике, предоставляемой их фирмами-изготовителями.

Диаметр диафрагмы $d_д$, мм, в дроссельном кране можно выбрать как средний после проведения оценочных расчетов по формуле

$$d_д = 3{,}54(G_{пр}^2 / \Delta p_{кр})^{0{,}25}, \qquad (18.3)$$

где $G_{пр}$ - расход воды, кг/ч, в отопительном приборе, который определяют по тепловым нагрузкам приборов, находящихся в средней зоне (по высоте) трех характерных для системы стояков.

Желательно для всех дроссельных кранов системы принимать один и тот же диаметр диафрагмы. Однако при выборе ее диаметра учитывают возможность возникновения шума при протекании через кран воды, хотя для улучшения акустической характеристики дросселирующую диафрагму делают конусной (со скошенной кромкой отверстия). Диаметр диафрагмы выбирают по расчету в пределах 3...6 мм и проверяют скорость движения воды w, м/с, в подводке перед дроссельным краном вентильного типа по эмпирической формуле

$$w = 0{,}054N^{1{,}45} / \zeta^{0{,}535}, \qquad (18.4)$$

где N - номер предельного спектра (ПС) звукового давления, допустимого для помещения; ζ - КМС диафрагмы в кране, отнесенный к скорости w.

Как уже указывалось (см. § 5.6), для жилого помещения (ПС-25) при диаметре диафрагмы в кране 3 мм скорость движения воды в подводке D_y15 должна составлять 0,1 м/с. Для получения такой скорости, вычисленной по формуле (18.4), тепловая нагрузка отопительного прибора при перепаде температуры воды в нем 25 °С не должна превышать 2000 Вт.

Исходя из ограничений в выборе диаметра диафрагмы в кранах, установлено: при конструировании двухтрубной системы повышенной тепловой устойчивости тепловые нагрузки отопительных приборов должны по возможности выравниваться. Система может применяться в многоэтажных зданиях, имеющих не более восьми этажей.

При использовании дроссельных кранов повышенного гидравлического сопротивления многоэтажные стояки можно, в отличие от обычной двухтрубной системы, выполнять из труб малого диаметра. В 3-5-этажных зданиях допустим единый диаметр труб D_y15 по всей высоте стояков, в 6-8-этажных зданиях - составные стояки из труб D_y15 и 20 мм с тем, чтобы скорость движения воды при максимальном расходе в основании стояков не превышала предельно допустимой. При такой унификации диаметров стояков не только сокращается расход металла, но и устраняется еще один существенный недостаток традиционной двухтрубной системы - "телескопическое" строение стояков из труб различного

диаметра, в том числе значительно увеличенного в нижней их части (см. пример 8.8). Подобное строение стояков получается вследствие применения обычного способа их гидравлического расчета, фактически ориентированного на естественную циркуляцию воды в стояках.

Гидравлический расчет двухтрубной системы повышенной тепловой устойчивости начинают с трех характерных для нее стояков (дальнего, среднего и ближнего к тепловому пункту), причем проводят расчет сверху вниз, начиная с подводок к верхним отопительным приборам. Расчет выполняют по способу характеристик сопротивления (см. § 8.4 и пример 8.15) с учетом изменения естественного циркуляционного давления. Потери давления в подводках к приборам определяют по потерям давления в диафрагмах дроссельных кранов. При этом характеристику сопротивления диафрагмы в кране $S_д$, ПаУ(кг/ч)^2, вычисляют по формуле

$$S_д = 157 / d_д^4, \qquad (18.5)$$

где $d_д$ - выбранный диаметр отверстия диафрагмы в регулирующем кране, мм.

В результате гидравлического расчета стояков получают расход и перепады температуры воды в отопительных приборах. Перепады температуры воды характеризуются постепенным их уменьшением сверху вниз в каждом стояке. Находят также разность насосного давления в основании стояков как исходную величину для продолжения гидравлического расчета участков магистралей между рассчитанными стояками и затем промежуточных стояков.

Тепловой расчет отопительных приборов выполняют после гидравлического расчета, исходя из полученной средней температуры воды в приборах.

К достоинствам двухтрубной системы водяного отопления повышенной тепловой устойчивости относится также возможность ее включения в работу после окончания монтажа без проведения специального пуско-наладочного регулирования, характерного для традиционной двухтрубной системы. Регулирующие краны с дросселирующей диафрагмой используют, как и в однотрубной системе, только для эксплуатационного (индивидуального) регулирования теплоотдачи отопительных приборов.

§ 18.3. Однотрубная система водяного отопления с термосифонными отопительными приборами

В массовом гражданском строительстве в конце текущего столетия стали сооружать здания повышенной этажности, имеющие десять этажей и более. В Москве поставлено на поток сооружение 22-этажных жилых зданий. Проектируются и строятся еще более высокие здания.

Для отопления в зданиях повышенной этажности устраивают вертикальную однотрубную систему отопления с конвекторами и "опрокинутой" циркуляцией теплоносителя воды (см. рис. 6.3). Этажестояки системы делают цельносварными, а для регулирования теплоотдачи отопительных приборов используют вместо регулирующих кранов воздушные клапаны в кожухе конвекторов.

Высота таких систем водяного отопления ограничена величиной рабочего давления, допустимого для отопительных приборов. При применении конвекторов, рассчитанных на рабочее давление 1,0 МПа, предельно допустимая высота системы водяного отопления составляет 90 м (см. § 6.3).

Для систем водяного отопления высотой более 90 м можно разработать конвектор, рассчитанный на рабочее давление воды более 1,0 МПа. По расходу металла с конвектором может конкурировать стальной панельный радиатор, обладающий более высоким (примерно в 2 раза) коэффициентом теплопередачи (см. рис. 4.16.)

Выпускаемый ранее в России стальной радиатор был рассчитан на гидростатическое давление, не превышающее 0,6 МПа, подвержен внутренней коррозии, ограничивающей срок его службы. Следовательно, конструкция стального радиатора для применения в системе водяного отопления высотных зданий должна быть изменена. Таким стальным панельным радиатором может быть отопительный прибор с фазовым превращением промежуточного теплоносителя, в котором гидростатическое давление в трубах системы не передается на стенки прибора.

Отопительный прибор с фазовым превращением промежуточного теплоносителя, работающий по принципу термосифона, имеет отвакуумированный при изготовлении плоский корпус со змеевиком D_y 15-20, через который пропускается греющая вода системы отопления. Наружная поверхность змеевика, помещенного в нижней части корпуса, соприкасается с промежуточным теплоносителем (этиловым спиртом), находящимся в приборе в количестве 1,0... 1,5 % внутреннего объема корпуса. Промежуточный теплоноситель при этом испаряется, его пары, конденсируясь затем на внутренней поверхности корпуса, передают теплоту конденсации стенкам и далее через стенки прибора помещению. Змеевик покрыт стальной сеткой для погашения шума, возникающего при испарении промежуточного теплоносителя на его поверхности.

Давление в корпусе термосифонного прибора при температуре первичного теплоносителя 105 °С не превышает 0,10...0,12 МПа, поэтому прибор может изготовляться из листовой стали толщиной 0,5...0,8 мм. Внутренняя коррозия не развивается из-за отсутствия воздуха в корпусе.

Оптимальной по затрате металла является высота термосифонного прибора около 1 м, но она может быть ограничена традиционным размером 0,6 м. При этом теплоотдача прибора уменьшается только на 5 %. При теплотехнических испытаниях прибора установлены номинальная плотность теплового потока 652 Вт/м^2, приближающаяся к номинальной плотности стальных радиаторов типа РСГ (см. § 4.6), а также заметная зависимость теплопередачи от расхода воды в змеевике. Получена одинаковая теплоотдача прибора при направлении движения теплоносителя воды в змеевике как сверху вниз, так и снизу вверх. Следовательно, термосифонные отопительные приборы целесообразно применять в системах отопления с "опрокинутой" циркуляцией при расходе греющей воды, значительно превышающем номинальные 360 кг/ч, т.е. в однотрубных системах отопления высотных зданий.

Достоинства термосифонного отопительного прибора в сравнении с существующими:

- - гладкая поверхность, облегчающая очистку ее от пыли;
- - уменьшенная масса прибора (почти на 50 %), при которой тепловое напряжение металла возрастает до 1,7 Вт/(кг°С);
- - малая тепловая инерция.

Недостатком прибора является сложность изготовления, связанная с необходимостью вакуумирования и заправки корпуса промежуточным теплоносителем. Затруднительно регулирование теплоотдачи прибора, заключающееся в изменении площади змеевика-испарителя путем осушения части его поверхности.

§ 18.4. Комбинированное отопление

Комбинированными принято называть системы центрального отопления с двумя теплоносителями, когда первичный теплоноситель (вода, пар) используют для нагревания вторичного (воды, воздуха). В связи с широким распространением в нашей стране централизованного водяного теплоснабжения большинство систем центрального отопления фактически стали комбинированными - водо-водяными или водовоздушными.

В настоящее время под комбинированным отоплением стали понимать сочетание двух режимов работы системы или двух систем для отопления одного и того же помещения с переменным тепловым режимом (см. § 15.3). Проводится также совершенствование работы и устройства систем отопления для улучшения теплового режима помещений и сокращения теплозатрат на отопление зданий. Конструктивно похожее решение встречалось и ранее, когда для отопления периодически используемого производственного помещения предусматривались две системы отопления различной мощности: одна для рабочего периода времени, другая (дежурная) - для нерабочего.

Различают комбинированное отопление двухрежимное, двухкомпонентное, с прерывистым режимом.

Двухрежимным называют отопление, работающее при различной температуре одного и того же теплоносителя в разное время суток. Двухрежимной является система водяного отопления, в которой в рабочий период времени циркулирует вода при пониженной температуре (для полезного использования внутренних тепловыделений), а в нерабочий период - при повышенной (или наоборот). Для понижения температуры включают смесительный насос, для повышения - применяют прямоточную подачу теплоносителя из наружного теплопровода без подмешивания охлажденной воды.

Двухрежимной может быть также система воздушного отопления, совмещенная с приточной вентиляцией в рабочий период времени, и рециркуляционная в нерабочий период. Температура подаваемого воздуха в первый период ниже, чем во второй.

Двухкомпонентным считают отопление двумя системами, дополняющими одна другую для обеспечения необходимой теплоподачи в помещения. Первую систему, обычно водяного отопления, называемую *фоновой* или *базисной,* устраивают пониженной мощности (например, 30 % расчетной теплопотребности рядовых помещений) для постоянного нерегулируемого действия в течение всего отопительного сезона. Задача этой системы - выравнивать дефицит теплоты, приходящейся на единицу площади или объема рядовых и угловых, нижних и верхних однотипных помещений здания (искусственно создавать одинаковые удельные тепловые характеристики основных помещений).

Вторую систему водяного воздушного, газового или электрического отопления, называемую *дозревающей,* предусматривают дополнительной мощности для поддержания необходимой температуры воздуха, как в рабочий, так и нерабочий периоды времени. Действие догревающей системы автоматизируют для работы по заданной программе.

Комбинированное отопление может действовать с перерывами, и тогда тепловой режим помещений характеризуется тремя состояниями: постоянства температуры в течение рабочего времени, свободного понижения температуры при выключенной догревающей системе и натопа помещений перед началом работы или в праздничные дни (§ 19.5). Возможны также различные сочетания перечисленных видов комбинированного отопления, когда предусматривают двухрежимную работу одной или обеих систем двухкомпонентного отопления.

Для примера остановимся на использовании принципов комбинированного отопления в системе центрального воздушного отопления многоэтажного здания.

Основными недостатками центрального воздушного отопления являются значительные площади поперечного сечения и поверхности воздуховодов, занимающих определенный объем в здании. Из-за этого увеличиваются расход металла и стоимость системы, нагретый воздух охлаждается по пути движения, возникает вертикальное тепловое разрегули-

рование под влиянием естественного давления. Система нуждается в совершенствовании еще и потому, что в различные помещения подается воздух одинаковой температуры. Можно исключить попутное охлаждение нагретою воздуха и ослабить влияние силы гравитации на перемещение воздуха, если при центральной обработке наружного воздуха нагревать его лишь до температуры помещений. В этом случае центральный подогреватель дополняют местными нагревателями для группы или для каждого помещения.

На рис. 18.1, *а* дана схема использования группового нагревателя, снабжаемого воздухом, центрально подогретым до $t_в$=15...20 °С, через ответвление от распределительного воздуховода/Воздух, дополнительно нагретый, максимально до 60 °С, выпускают под потолком каждого помещения через регулятор подачи воздуха с шумоглушителем. В такой системе обеспечивают групповое качественное и индивидуальное количественное регулирование. На рис. 18.1, *б* показан групповой нагреватель для выпуска горячего воздуха под окнами помещений через подпольные или подвесные воздуховоды и регуляторы подачи воздуха.

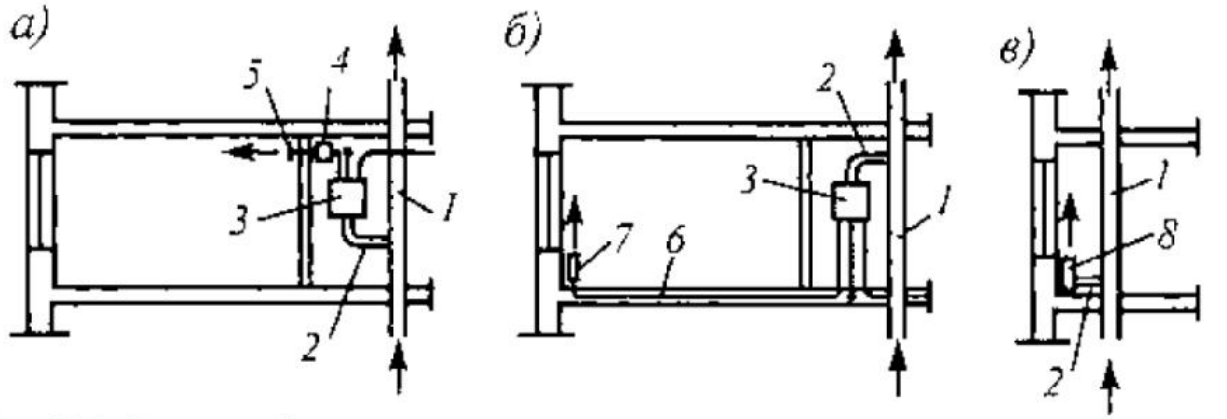

Рис. 18.1. Схемы комбинированного отопления многоэтажных зданий с централизованной подачей подогретого воздуха и местным дополнительным нагреванием: а - в групповом нагревателе для выпуска воздуха под потолком помещений; б - то же, для выпуска воздуха под окнами помещений; в - в индивидуальном нагревателе-доводчике под окном каждого помещения; *1* - распределительный воздуховод; *2* - ответвление; *3* - групповой воздухонагреватель; *4* - шумоглушитель; *5, 7* - регулятор подачи воздуха; *6* - подвесной воздуховод; *8* -нагреватель - доводчик

Систему центрального воздушного отопления можно еще усовершенствовать, если применить индивидуальные водяные или электрические нагреватели - доводчики температуры и влажности воздуха (рис. 18.1, в), размещая их под окнами помещений. В такой системе значительно повышают скорость движения воздуха (до 20.. .25 м/с) для сокращения площади поперечного сечения воздуховодов. Индивидуальные нагреватели-доводчики делают с высоким аэродинамическим сопротивлением (до 250...300 Па) и снабжают шумоглушителями и автоматическими регуляторами. Это придает системе аэродинамическую устойчивость и способствует тепловому комфорту в помещениях.

В здании с переменным тепловым режимом (например, административном) такую систему центрального воздушного отопления эксплуатируют только в рабочее время, а для обогревания помещений в нерабочие периоды времени используют индивидуальные нагреватели как конвекторы системы водяного или электрического отопления.

Схемы системы центрального воздушного отопления с индивидуальными нагревателями-доводчиками изображены на рис. 18.2. Система состоит из центрального агрегата для очистки, увлажнения и подогревания воздуха, дополненного головным шумоглушителем для снижения уровня звукового давления, создаваемого центральным вентилятором. Магистральный воздуховод может быть горизонтальной камерой постоянного статического давления (рис. 18.2, *а)* находящейся в подвальном или техническом этаже здания, или вертикальной шахтой (рис. 18.2, *б).* Распределительные воздуховоды и ответвления к доводчи-

кам (соответственно, вертикальные или горизонтальные) размещают в зависимости от конструкции здания близ колонн или над подвесным потолком и дополняют вертикальным противодымным затвором (петлей) по высоте одного этажа.

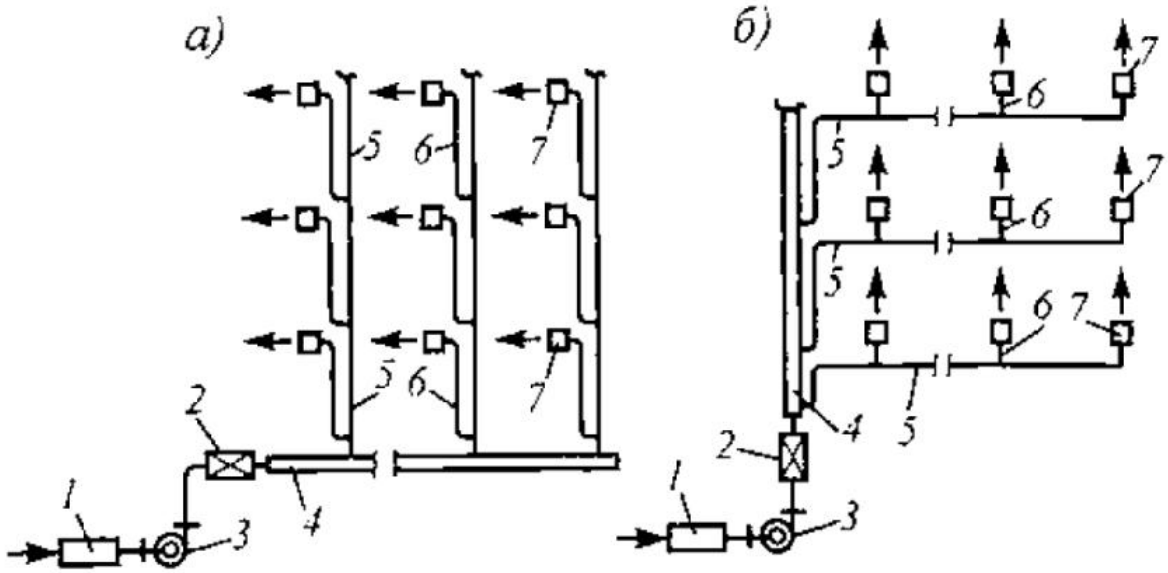

Рис. 18.2. Схемы высокоскоростных систем комбинированного воздушного отопления с доводчиками многоэтажных зданий: *а* - вертикальная система; *б* - горизонтальная система; *1* - центральный агрегат для подготовки воздуха; *2* - шумоглушитель; *3* - вентилятор; *4* - магистральный воздуховод; *5* - распределительный воздуховод; *6* - ответвление; *7* - доводчик

Подобная система превращается в одноканальную систему кондиционирования воздуха при охлаждении приточного воздуха в летнее время.

КОНТРОЛЬНЫЕ ЗАДАНИЯ И УПРАЖНЕНИЯ

1. Укажите причины, вызывающие необходимость реконструкции систем отопления зданий и сооружений.
2. Составьте таблицу срока службы отдельных элементов различных систем отопления.
3. Исследуйте отклонение теплоотдачи отопительных приборов в двухтрубной системе водяного отопления повышенной тепловой устойчивости от расчетных показателей в течение отопительного сезона при выполнении условия (18.2).
4. Опишите физические процессы, протекающие в термосифонных отопительных приборах.
5. Исследуйте изменение теплоотдачи отопительных приборов при двухрежимной работе однотрубной системы водяного отопления многоэтажного общественного здания, присоединенной по зависимой схеме со смешением воды в тепловой сети (t_1 =150 °С).

РАЗДЕЛ 8. ЭНЕРГОСБЕРЕЖЕНИЕ В СИСТЕМАХ ОТОПЛЕНИЯ

ГЛАВА 19. ЭКОНОМИЯ ТЕПЛОТЫ НА ОТОПЛЕНИЕ

§ 19.1. 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 теплопотребности 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 мате-

риалоемкость, 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 теплопотери зданиями, что равноценно экономии 0,1 кг условного топлива на 1 $м^2$ 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.

Экономию энергии обеспечивает 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^2·°С). 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. с. до 1,5 Вт/(м^2·°С) 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 (§ 20.2). Наружные поверхности ограждений должны иметь такие радиационные свойства, чтобы зимой активно поглощать коротковолновую солнечную радиацию и слабо отдавать длинноволновую радиацию в окружающую среду.

Основные теплопотери 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). Теплопотери 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.

§ 19.2. 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 (см. гл. 15) 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 К, которые учитывают или число случаев n, или общую продолжительность во времени отклонения условий в помещении от расчетных Δz, в единой форме записи (в одном масштабе отнесения) в виде

$$Kn = (N - n) / N \text{ или } K_z = (z - \Delta z) / z, \qquad (19.1)$$

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 $К_{эф}$, как совокупность вероятностных показателей свойств надежности $К_{над}$, управляемости $К_{упр}$ и обеспеченности $К_{об}$ [6], учитывая их относительную независимость, можно определить в виде

$$К_{эф} = К_{над}К_{упр}К_{об}. \qquad (19.2)$$

Показатель эффективности $К_{эф}$ в зависимости от функционального назначения здания определяет социальный и производственный ущерб за счет не выдерживания 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 $К_{эф}$, 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 К и эксплуатационными затратами Э учитывать также эффективность отопления в форме ущерба У. Тогда приведенные затраты П, определяющие оптимальный вариант системы отопления, должны рассчитываться по формуле (см. формулу (15.2))

$$П = (К / z_н) + Э + У. \qquad (19.3)$$

Минимальное значение $П_{мин}$ определяется из уравнения

$$\delta П / \delta М = 0, \qquad (19.4)$$

где М - 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.

§ 19.3. Теплонасосные установки для отопления

Для рационального использования энергии в системах отопления зданий целесообразно, как и при электрическом отоплении (см. § 14.4), применять тепловой насос. Предпосылкой эффективного использования тепло-насосных установок (ТНУ) является всесторонний учет всех внутренних и внешних условий протекания процесса отопления здания.

Энергетическая эффективность теплового насоса оценивается с помощью коэффициента преобразования $\eta_п$ энергии (формулы (14.9) и (14.10)). Коэффициент использования $\eta_и$ энергии тепловых насосных установок зависит от разности температуры $\Delta Т = Т_к - Т_и$ ($Т_к$ - температура конденсации, $Т_и$ - температура испарения) и совершенства конструкции установки:

$$\eta_{и} = \beta_{р}\varepsilon_{с}, \qquad (19.5)$$

где ε_C - коэффициент преобразования идеального термодинамического цикла Карно

$$\varepsilon_{с} = T_{к} / (T_{к} - T_{и}); \qquad (19.6)$$

$\beta_р$ - степень термодинамического совершенства реального процесса в теплонасосной установке.

На рис. 19.1 представлены приблизительные соотношения показателей идеального цикла Карно и $\eta_и$ действующих теплонасосных установок.

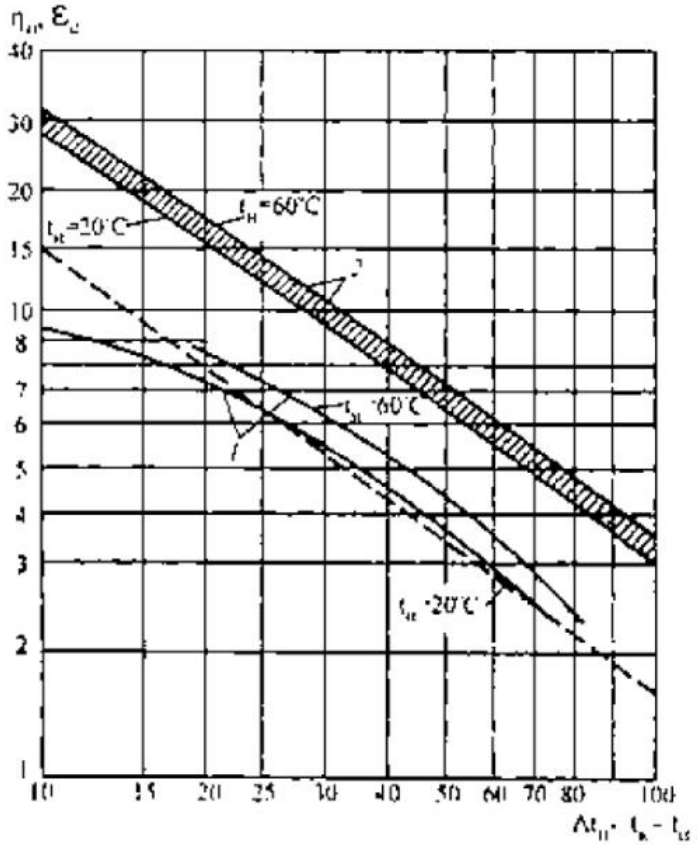

Рис. 19.1. Соотношение показателей идеального цикла Корно и коэффициента использования энергии действующих теплонасосных установок: *1* - коэффициент использования энергии; *2* - коффициент преобразования

Тепловые насосы (компрессионные, сорбционные, термоэлектрические, газовые, струйные, комбинированные) работают на различных источниках энергии, поэтому базой для сравнения их энергетической эффективности может служить первичная энергия, полученная в установках на органическом или ядерном топливе.

Коэффициент использования первичной энергии п.э находят как отношение полезной энергии, поступающей в распоряжение потребителя, к подведенной первичной энергии, не подверженной никаким энергетическим преобразованиям,

$$\eta_{п.э} = \eta_{и}\eta_{к}, \qquad (19.7)$$

где $\eta_к$ - коэффициент полезного действия электростанции, котла или другого устройства для получения первичной энергии.

Например, коэффициент использования первичной энергии компрессионными и сорбционными тепловыми насосами будет в двух случаях приблизительно равен 0,9, если в первом случае $\eta_и$=3 на базе электростанции ($\eta_к$=0,3), а во втором $\eta_и$=1,4 при КПД котла $\eta_к$=0,65.

В целях экономии энергии следует применять в системах отопления ТНУ, обеспечивающие высокую степень использования первичной энергии $\eta_{пэ}$. В табл. 19.1 приведены минимальные значения $\eta_{пэ}$ для некоторых видов отопления.

Таблица 19.1. Значения коэффициентов использования энергии для некоторых видов отопления

Вид отопления	$\eta_{п.э}$	$\eta_{и.мин}$
Электрическое отопление	0,28	0,28 / 0,28 = 1
Отопление от котлоагрегата на городском (искусственном) газе	0,35	0,35 / 0,28 = 1,25
То же, с угольной (бурый уголь) топкой	0,56	0,56 / 0,28 = 2
То же, с угольной топкой мощностью более 10 МВт	0,7	0,7 / 0,28 = 2,5

Сезонный расход первичной энергии при эксплуатации отопительной системы равен

$$Q_{п.э} = Q_{от} / \eta_{п.э} \qquad (19.8)$$

где $Q_{от}$ - сеченная потребность системы отопления в тепловой энергии.

Коэффициент использования, превышающий единицу, может быть достигнут в системе отопления только с помощью теплового насоса.

Высокая эффективность использования первичной энергии в отоплении с ТНУ достигается тогда, когда коэффициент и превышает минимальные значения, приведенные в табл. 19.1. Из рис. 19.1 видно, что коэффициент преобразования реально действующих теплонасосных установок превышает минимальные значения по табл. 19.1 при $\Delta T \leq 60...70$ °С. При понижении ΔT значения $\eta_и$ заметно возрастают.

Температура испарения $T_и$ зависит от температуры источника окружающей среды, а температура конденсации $T_к$ определяется рабочей температурой у потребителя (например, температурой теплоносителя в подающей линии системы отопления). Таким образом, использование теплоты окружающей среды с помощью теплового насоса при небольшой разности температуры АТ (50...60 °С и ниже) не требует большого расхода первичной энергии.

Источником теплоты для тепловых насосов является окружающая среда, энергетический уровень которой различен в зависимости от места расположения объекта и времени суток и года. Это определяется действием солнечней радиации, геотермальной энергией, энергией гравитационного поля и вращения Земли, а также энергией отходящей теплоты энер-

гетических и технологических установок. Поэтому энергию окружающей среды необходимо использовать только в определенных местах и в определенные периоды времени (рис. 19.2). Это могут быть местные со сравнительно высокой температурой источники энергии: почвы, грунтовые и поверхностные воды, окружающий воздух, а также потоки энергии перед выравниванием их температуры с температурой окружающей среды (солнечная энергия, отработавшая теплота промышленных установок, отработавший воздух, сточные воды). Кроме того, источником может быть и аккумулированная низкотемпературная теплота, используемая периодически или после аккумуляции.

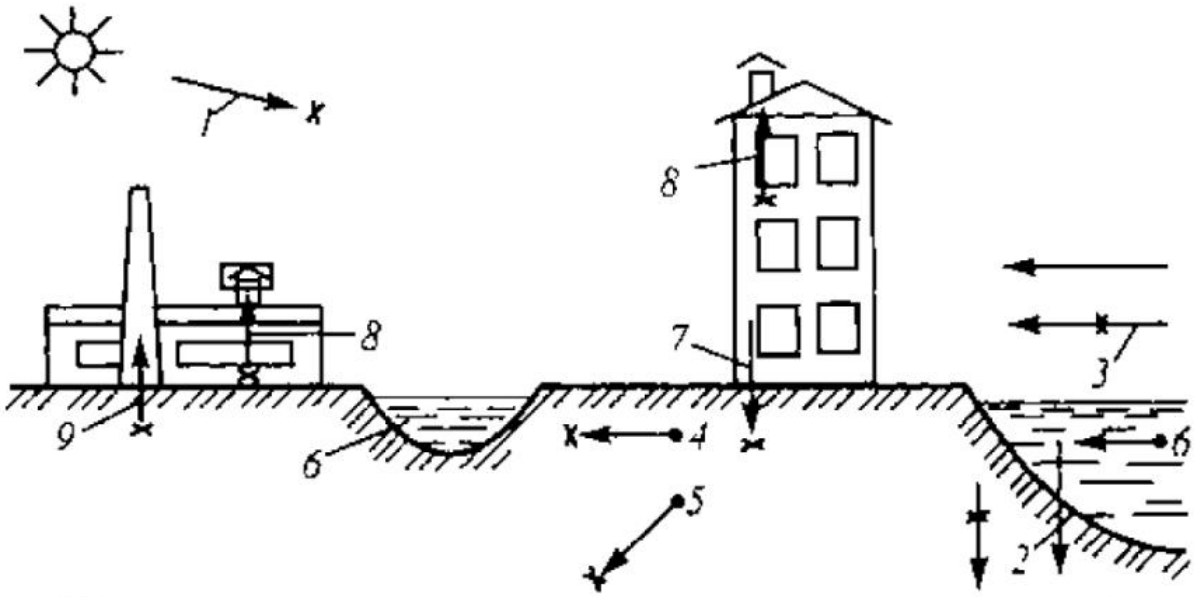

Рис. 19.2. Окружающая среда - источник тепловой энергии для теплового насоса: *1* - солнечные лучи; *2* - гравитация; *3* - вращение Земли; *4* - геотермальная почва; *5* - грунтовые воды; *6* - поверхностные воды и водоемы; *7* - бытовые сточные воды; *8* - внутренний воздух; *9* - отходящая, использованная теплота энергетических и технологических установок; x - место целесообразного забора низкопотенциальной энергии для теплового насоса

Температура в помещении может незначительно отличаться от температуры источников окружающей среды, поэтому низкотемпературные системы отопления (§ 20.1) являются особенно подходящими объектами для использования ТНУ. При соответствующем расчете и технико-экономическом обосновании в низкотемпературных системах отопления могут использоваться практически все виды отопительных приборов, а также агрегаты воздушного отопления. Подходящими для низкотемпературных систем являются панельно-лучистые приборы, совмещенные с ограждающими конструкциями.

В системах отопления здания необходимо целенаправленное распределение потоков энергии с применением различного вида энергетических сопряжений. Они могут быть в виде последовательного и параллельного соединения, с помощью смесителей, теплообменников и посредством теплового насоса. На рис. 19.3 показаны возможности сопряжения потоков энергии различных сред внутри и вне здания. Благодаря действию теплового насоса эффективность системы отопления возрастает при снижении поступления энергии извне. Следует иметь в виду, что тепловые насосы требуют комплексного территориального использования с возможно большей продолжительностью работы в течение года. Целесообразное размещение тепло- и холодопотребителей и их присоединение в системе с тепловыми насосами и холодильными машинами позволяют получить значительный экономический эффект.

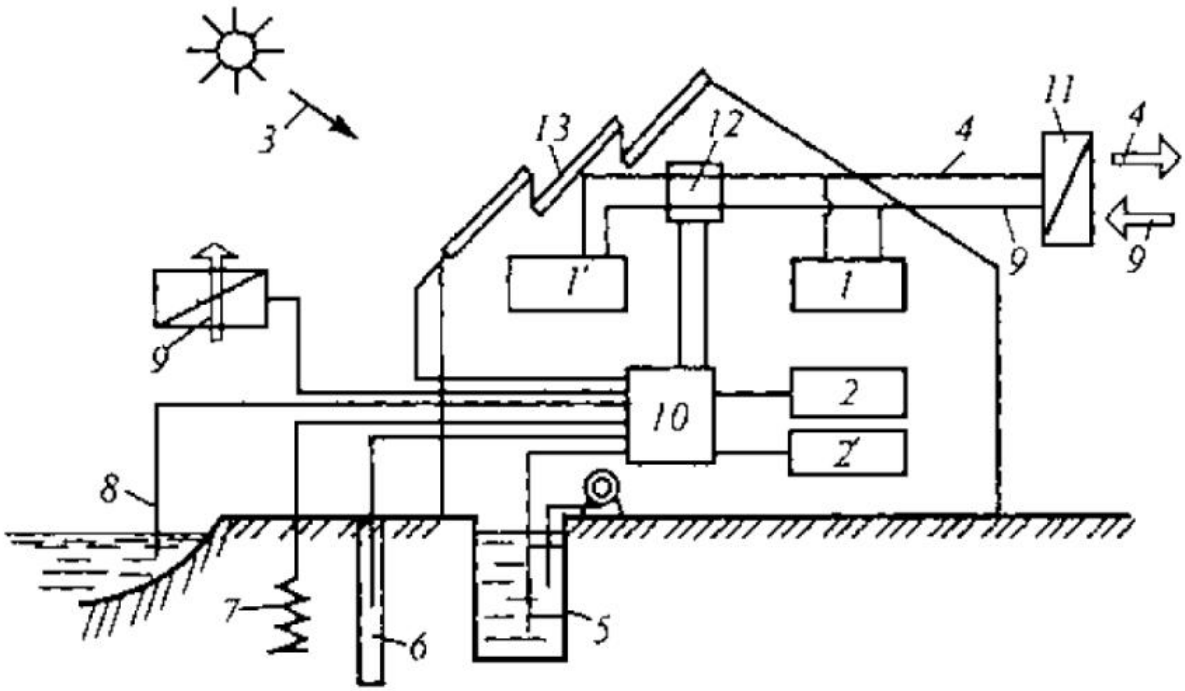

Рис. 19.3. Сопряжение потоков энергии различных сред внутри и вне здания: *1*, 1' - отапливаемые, кондиционируемые и вентилируемые помещения; *2*, 2' - прочие потребители теплоты и холода; *3* - солнечные лучи; *4* - внутренний удаляемый воздух; *5* - бытовые и технологические воды; *6* - грунтовые воды; *7* - геотермальные источники; *8* - водоемы; *9* - наружный воздух; *10* - холодильная машина и тепловой насос; *11* - регенераторы, рекуператоры и другие теплоутилизаторы; *12* - смесители; *13* - солнечные коллекторы и абсорберы

Наряду с оценкой энергетической целесообразности определяют также общий экономический эффект от перехода к отоплению с ТНУ. Для этого наряду с эксплуатационными (в основном энергетическими) затратами устанавливают дополнительные капитальные затраты на устройство ТНУ и оценивают общий экономический эффект сроком окупаемости дополнительных первичных капитальных вложений за счет экономии энергии в процессе эксплуатации системы. Расчеты показывают, что срок окупаемости ТНУ всегда мал (1,5...3 года) и ниже нормативного срока окупаемости, принятого для систем отопления.

В существующих системах центрального теплоснабжения, особенно при их вынужденном расширении, отмечают рост затрат на транспортирование тепловой энергии. Значительно увеличиваются удельные затраты на теплопроводы относительно среднегодовой стоимости тепловой энергии. В связи с этим целесообразно повышение удельной пропускной способности тепловых сетей, в том числе путем снижения температуры воды в обратных магистралях. Это может быть достигнуто за счет прямого использования воды из обратных линий в низкотемпературных системах отопления, работающих с нетрадиционными параметрами. При этом неизбежно потребуются увеличение площади отопительных приборов, дополнительные мероприятия по повышению теплозащиты зданий, что не везде обеспечит экономичность решения.

В этих условиях с экономической точки зрения целесообразным может оказаться использование тепловых насосов для централизованного (рис. 19.4) и децентрализованного (рис. 19.5) понижения температуры в обратных линиях тепловых сетей. Для этой цели предпочтительными оказываются сорбционные тепловые насосы, в которых используется тепловая энергия системы теплоснабжения.

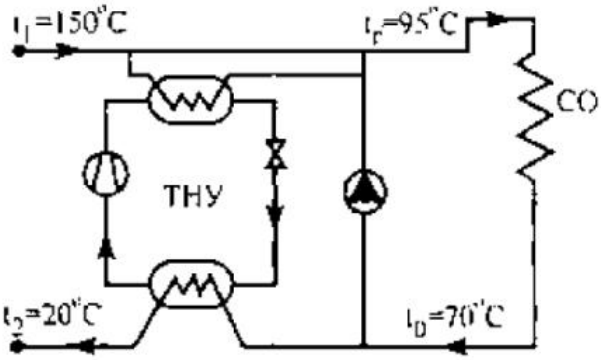

Рис. 19.4. Схема централизованного охлаждения воды системы отопления в обратном теплопроводе центрального теплоснабжения с помощью теплового насоса

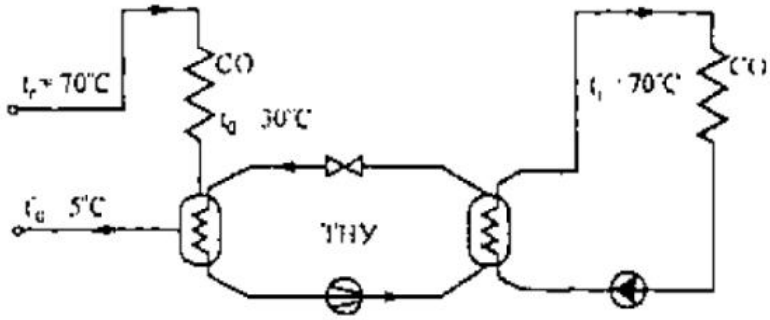

Рис. 19.5. Схема лецентрализованного отбора теплоты т обратной магистрали системы центрального отопления (теплоснабжения) с помощью теплового насоса

При проектировании новых систем центрального теплоснабжения возможно использование комбинированных схем с тепловыми насосами. Целесообразным в этом случае является не только понижение температуры обратной воды, но и общее понижение температурного уровня, например, с традиционного 150...70 до 120...20 °С и ниже.

При энергоснабжении от теплоэлектроцентралей применение компрессионных тепловых насосов с дополнительным подводом электрической энергии часто оказывается экономически невыгодным.

Целесообразной будет система центрального отопления, в которой разновременно или в параллельном режиме используются тепловой насос и энергоаккумуляционная система. В период пиковой нагрузки в электросети тепловой насос отключается. В это время отопление полностью обеспечивается энергией от аккумулятора. В остальное время работает тепловой насос, а при большом расходе теплоты - тепловой насос в сочетании с энергоаккумуляционной системой.

В качестве источника теплоты для теплоснабжения могут использоваться геотермальные воды из скважин (§ 20.3). В этом случае целесообразна двухступенчатая схема, когда на первой ступени отбор теплоты происходит непосредственно, и только на второй ступени, когда температура становится примерно равной температуре в обратной линии системы отопления, отбор теплоты осуществляется с помощью теплового насоса.

Тепловые насосы могут успешно применяться для отопления одноквартирных отдельно стоящих домов. Обязательными условиями их успешного применения являются низкотемпературная система отопления и значительное (примерно в 2 раза) усиление теплозащиты для снижения теплопотерь здания. В качестве источников низкопотенциальной теплоты могут использоваться все выше перечисленные носители энергии окружающей среды. В идеальном случае при дополнительной усиленной теплоизоляции, использовании

солнечных коллекторов и аккумуляторов в схеме с тепловым насосом расход первичной энергии по сравнению с традиционным решением может быть сокращен в 3...4 раза.

§ 19.4. Экономия теплоты при автоматизации работы системы отопления

При работе распространенных систем водяного и воздушного отопления централизованные теплозатраты на отопление можно сократить, если использовать для обогревания помещений дополнительные местные теплопоступления. Существенной экономии теплозатрат достигают, применяя автоматическое регулирование теплового потока поступающего в систему отопления. Блоки автоматизации действия системы отопления включают в общую автоматизированную систему управления (АСУ) работой инженерного оборудования здания (см. § 19.1).

Теплопоступления от различных дополнительных источников можно считать избыточными, если они вызывают повышение температуры воздуха в рабочей (обслуживаемой) зоне сверх средней оптимальной, установленной по назначению помещения. Например, сверх 21 °С в обслуживаемой зоне жилых, общественных и административно-бытовых помещений, когда люди находятся в них более 2 ч непрерывно.

В отапливаемых жилых зданиях к дополнительным теплопоступлениям относятся:

- часть теплолоступлений от систем водяного отопления при температуре наружного воздуха выше температуры точки излома графика регулирования температуры воды в теплофикационных сетях (см. рис. 17.3);
- часть бытовых тепловыделений, вызывающих повышение температуры воздуха в жилых комнатах сверх 21 °С (обычно при температуре наружного воздуха выше расчетной для проектирования отопления);
- теплопоступления от солнечной радиации.

В основных помещениях общественных зданий вместо бытовых тепловыделений имеются периодические теплопоступления от работающих людей и электрического освещения. В помещения производственных зданий в рабочее время поступает также теплота от электрического оборудования и технологических процессов, Мощность этих дополнительных теплоисточников изменяется во времени, понижаясь до минимального значения в ночное и нерабочее время. При нестационарном характере теплопоступлений часть теплоизбытков поглощают наружные и внутренние ограждения, а также оборудование помещений. Чем больше теплоемкость ограждений помещений, тем больше они поглощают теплоизбытков, что уменьшает амплитуду колебания температуры воздуха. При этом, как следствие, роль автоматического регулирования теплоподачи в систему отопления снижается.

Как известно, регулирование теплоподачи в систему отопления можно осуществлять в системе здания в целом, в пофасадных частях системы, в горизонтальных поэтажных ветвях или путем индивидуального регулирования теплоотдачи отдельных отопительных приборов и агрегатов.

Автоматизированное **регулирование** теплоподачи в систему водяного **отопления здания в целом,** осуществляемое в тепловом пункте при вводе наружных теплопроводов, позволяет корректировать график центрального качественного регулирования (см. рис. 17.3) и частично учитывать теплопоступления от солнечной радиации. Исследования, проведенные в системе водяного отопления 16-этажного жилого здания в Москве, показали, что теплоподача по скорректированному графику регулирования позволяет экономить 4,3 %

расхода теплоты за четыре последних месяца отопительного сезона. За весь сезон в условиях Москвы экономия при этом доходит до 6...8 %.

Автоматизированное **пофасадное регулирование** частей системы отопления сопровождается дальнейшим сокращением теплозатрат (до 12 %) по сравнению с теплозатратами при обычном центральном качественном регулировании. Об этом свидетельствуют результаты натурных наблюдений. В Москве обследована автоматизированная система водяного отопления 16-этажного жилого здания. В солнечный день при температуре наружного воздуха около -4 °С теплоподача в помещения юго-восточного фасада здания уменьшалась в 2,5 раза по сравнению с теплоподачей при центральном изменении температуры теплоносителя. Суточный расход теплоты сокращался на 25 %.

При пофасадном регулировании контроль работы частей системы отопления проводят по трем-четырем неблагоприятно расположенным (обычно недогревающимся) помещениям. Это вызывает перегревание других помещений.

Более эффективно в отношении экономии тепловой энергии автоматическое регулирование теплоподачи в отдельные крупные помещения горизонтальными поэтажными ветвями системы водяного отопления. При таком **поэтажном регулировании** температура воздуха в обслуживаемых помещениях поддерживается на заданном уровне с помощью регуляторов прямого действия с точностью ± 1,5 °С.

Аналогично по эффективности автоматическое регулирование теплоподачи **индивидуальными регуляторами,** устанавливаемыми на теплопроводах отопительных приборов или агрегатов (см. § 4.9). При таком способе регулирования полезно используются (в отношении экономии теплозатрат на отопление) теплопоступления в помещения от людей, бытовых приборов, солнечной радиации, электрического освещения и оборудования и других источников, а также учитывается неблагоприятное воздействие ветра.

Особенно существенная экономия теплоты достигается при прерывистом отоплении зданий с переменным режимом работы.

§ 19.5. Прерывистое отопление зданий

В зданиях и сооружениях с переменным тепловым режимом (см. § 15.3) прибегают к понижению температуры помещений в нерабочие периоды суток. Для этого применяют прерывистое отопление с понижением или полным отключением теплоподачи.

При сокращении теплопоступлений от системы отопления по сравнению с теплоподачей в рабочий период суток в помещениях наблюдаются колебания температуры воздуха и радиационной температуры. Охлаждение помещений при отключении отопления рассмотрено в [6].

В сухих производственных помещениях возможно понижение температуры в нерабочий период до 5 °С. В помещениях общественных зданий можно также допустить в нерабочий период суток понижение температуры, но до такого уровня, чтобы избежать конденсации водяного пара воздуха на внутренней поверхности наружных ограждающих конструкций (за исключением световых проемов).

Будем считать, что к концу рабочего дня относительная влажность воздуха в помещениях при температуре 20 °С составляет 40 % (в соответствии с требованием СНиП).

Исходя из этого, найдем, что понижение температуры помещений в нерабочий период времени возможно до 8...10 °С. Примем (с запасом) минимально допустимую температуру таких помещений равной 12 °С.

Для переменного теплового режима рабочих помещений характерна суточная периодичность. В течение суток выделим рабочий период, когда внутренние теплопоступления (например, от людей, оборудования) в той или иной мере возмещают теплопотери и требуется главным образом вентиляция помещений (в помещениях преобладает **режим вентилирования).** Нерабочий период разделим на период естественного охлаждения помещений, когда отопление отключено, и отсутствуют какие-либо теплопоступления **(режим охлаждения),** и период усиленного нагревания помещений перед началом работы **(режим нагревания** или, как говорят, "натопа"). Продолжительность этих периодов различна. Если режим вентилирования длится 8 или 16 ч (две смены), то продолжительность режима натопа зависит от температуры наружного воздуха и тепловой мощности системы отопления. Соответственно увеличивается или уменьшается продолжительность периода охлаждения.

Устанавливается также недельная периодичность теплового режима, связанная с субботне-воскресным (или только воскресным) перерывом в работе. Недельная периодичность нарушается только в дни праздников.

На рис. 19.6 показано изменение тепловыделений $Q_{выд}$ температуры воздуха $t_в$ и радиационной температуры t_R помещения, в котором работают от 9 до 18 ч пять дней в неделю, при условно постоянных теплопотерях $Q_{пот}$. Принято, что теплопоступления несколько меньше теплопотерь ($Q_{выд}<Q_{пот}$). Поэтому на рисунке изображено, что в течение рабочего периода (в режиме вентилирования без изменения температуры приточного воздуха) температура воздуха помещения понижается при возрастании радиационной температуры t_R. Показано также, что отопительная установка мощностью qqt, значительно превышающей величину теплопотерь помещения, включается до начала работы (режим натопа). Отопительная установка включается также в промежутке между последним рабочим днем недели (пятница) и первым рабочим днем новой недели (понедельник), когда температура помещения $t_п$ понижается до установленного минимального уровня ($t_{мин}$ на рисунке).

Продолжительность нагревания помещения отличается в рабочие дни и после воскресенья, так как исходная температура помещения различна.

Прерывистая теплоподача вызывает периодические изменения температуры помещения, зависящие от теплотехнических свойств его ограждений, величины и продолжительности теплопоступлений. Конвективная теплота от отопительной установки поступает в воздух помещения и от него передается внутренней поверхности ограждений. Температура воздуха и радиационная температура несколько отличаются, и их изменение не совпадает во времени (см. рис. 19.6, *б).*

Для расчета изменения температуры воздуха и радиационной температуры ограждений помещения определяют показатели теплоусвоения $Y_{пом}$ и теплопоглощения $P_{пом}$ помещения.

Показатель теплоусвоения помещения $Y_{пом}$, Вт/°С, характеризующий изменение температуры внутренней поверхности всех ограждений, находят в зависимости от коэффициента теплоусвоения Y_x, Вт/(м^2·°С), для поверхности отдельных ограждений

$$Y_{пом} = \sum Y_i A_i, \qquad (19.9)$$

где A_i - площадь i-того ограждения помещения.

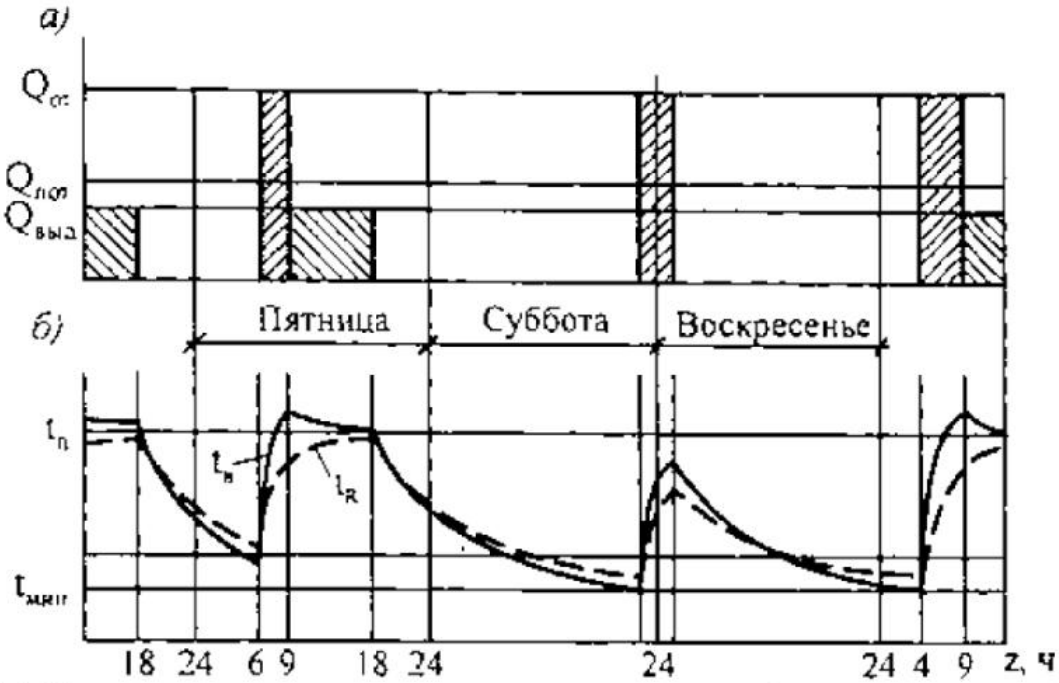

Рис. 19.6. Изменение теплового и температурного режимов рабочего помещения в течение четырех дней недели в зимнее время: *а* - изменение теплопоступлений; *б* - изменение температурных параметров

Показатель теплопоглощения ограждений $P_{огр}$, Вт/°С, выражающий изменение температуры воздуха помещения, вычисляют с учетом коэффициента теплопоглощения для каждого ограждения, а также коэффициента прерывистости теплового потока Ω [6]:

$$P_{огр} = 1 / ((\Omega / Y_{пом}) + (1 / \Lambda_{пом})). \qquad (19.10)$$

Коэффициент прерывистости определяют в зависимости от отношения продолжительности нагревания (натопа) к общей продолжительности не рабочего периода (например, 16 ч при односменной работе).

В формулу (19.10) входит также величина $\Lambda_{пом}$, Вт/°С - **показатель интенсивности конвективного теплообмена** на всей площади поверхности ограждений помещения, вычисляемый по формуле

$$\Lambda_{пом} = \alpha_{к.ср} \sum A_i, \qquad (19.11)$$

где $\alpha_{к\,ср}$ - осредненный по поверхности всех ограждений коэффициент конвективного теплообмена (в зимних условиях - 4,0 Вт/(м^2·°С)).

Таким образом, теплоустойчивость помещения можно характеризовать отношением показателей $Y_{пом}$ и $\Lambda_{пом}$, входящих в уравнение (19.10). Установим возможные значения **показателя теплоустойчивости помещения** $Y_{пом}/\Lambda_{пом}$ при его ограждающих конструкциях из различных распространенных материалов (табл. 19.2).

Таблица 19.2. Показатель теплоустойчивости помещения при использовании различных материалов в его ограждающих конструкциях

Вариант	Материал со стороны помещения				показатель теплоустойчивости $Y_{пом}/\Lambda_{пом}$
	наружных стен	потолка	пола	внутренних стен	
1	шлакобетон (с=2100 кг/м^3)	железобетон	линолеум	гипсобетон	3,05
2	кирпич	то же	то же	кирпич	2,65
3	то же	то же	то же	сухая штукатурка	1,95
4	легкий бетон (с=800 кг/м^3)	фибролит (с=300 кг/м^3)	паркет	то же	1,15

При прерывистом отоплении минимальная температура помещения, которая устанавливается к концу периода отключения отопления (режима охлаждения), зависит от теплоустойчивости, а также теплозащитных свойств наружных ограждений этого помещения.

На рис. 19.7 даны обобщенные результаты расчетов минимальной температуры воздуха в четырех помещениях площадью около 50 м^2 с тремя окнами (с двойным и тройным остеклением) и ограждениями, выполненными по вариантам, приведенным в табл. 19.2. При расчетах принято: температура наружного воздуха $t_н$ =-20 °С, работа в помещениях односменная, помещения рядовые на среднем этаже здания, отопление помещений отключено в конце работы.

Видно, что минимальная температура воздуха после прекращения отопления в течение 16 ч существенно зависит как от теплоустойчивости помещений, так и их теплозащиты. По мере возрастания этих показателей повышается и минимальная температура воздуха, т.е. замедляется охлаждение помещений. Можно также установить, что для обеспечения в режиме охлаждения минимальной температуры 12 °С следует стремиться к повышению теплоустойчивости и теплозащитных свойств ограждений помещений.

С другой стороны, при повышении теплоустойчивости помещений **экономия теплоты** в условиях прерывистого отопления будет сокращаться. Это объясняется сохранением в режиме охлаждения повышенного уровня теплопотерь через ограждения вследствие более высокой температуры помещений. Кроме того, при повышении теплоустойчивости (увеличении показателя $Y_{пом}/\Lambda_{пом}$) придется прибегать к более продолжительному нагреванию

помещений перед началом работы с соответствующим сокращением продолжительности периода охлаждения. Расчеты показывают, что при прерывистом отоплении помещений повышенной теплоустойчивости теплозатраты возрастут на 4...5 % по сравнению с затратами на отопление помещений пониженной теплоустойчивости.

Экономия теплоты, получаемая при переменном тепловом режиме, зависит не только от теплозащитных свойств ограждающих конструкций помещений, но и от тепловой мощности системы отопления. Применение переменного теплового режима при повышенных теплозащитных свойствах ограждений обеспечивает дополнительную экономию теплоты

вследствие сокращения продолжительности натопов и даже устранения промежуточных натопов (см. рис. 19.6) в условиях длительного охлаждения помещений в воскресные и праздничные дни. Продолжительность периода охлаждения может быть в этих случаях увеличена вследствие относительного повышения минимальной температуры воздуха в помещениях (на рис. 19.7 на 2,5...3°С).

Повышение тепловой мощности системы прерывистого отопления (по сравнению с мощностью постоянно действующей системы) при прочих равных условиях позволяет в еще большей мере экономить теплоту. Расчеты для крупного административного здания в климатических условиях Москвы показывают, что при увеличении тепловой мощности системы отопления (коэффициента натопа) от 1,3 до 1,7 раза сокращается продолжительность натопа и экономия теплоты в год повышается, соответственно, с 15,4 до 19%.

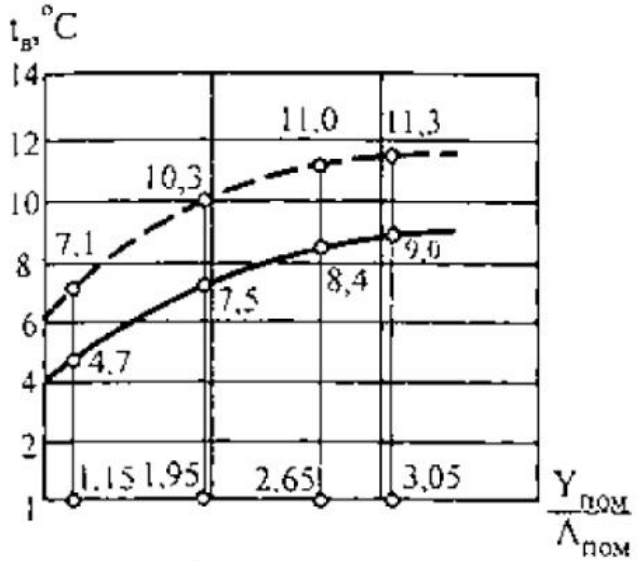

Рис. 19.7. Зависимость минимальной температуры воздуха после ночного охлаждения (без отопления) от теплоустойчивости помещений, имеющих окна с двойным (сплошная линия) и тройным (пунктирная линия) остеклением, при $t_н$ =-20 °С

Дополнительные затраты на увеличение тепловой мощности системы прерывистого отопления окупаются за счет уменьшения эксплуатационных расходов достаточно быстро, особенно при повышенной стоимости тепловой энергии и продолжительном отопительном сезоне.

Коэффициент натопа целесообразно увеличивать до 2...2,2 и выше, ограничивая его величину располагаемой мощностью теплового ввода в здание, рассчитанной на покрытие теплозатрат как на отопление, так и на вентиляцию в рабочее время. При этом мощность теплоисточника останется без изменения. Изменится лишь суточный график отпуска теплоты с общей экономией ее в течение отопительного сезона. Общая экономия теплоты в течение отопительного сезона при прерывистом отоплении различных зданий составляет 20...30 % по сравнению с теплозатратами на постоянное отопление.

Система прерывистого отопления может быть чисто воздушной, когда установки приточной вентиляции используются в предрабочий период времени для натопа в рециркуляционном режиме. Более гибкой в эксплуатации является двухкомпонентная система комбинированного отопления (см. § 18.4). Такая система состоит из базисной (фоновой) части в виде водяного отопления (особенно при расположении рабочих мест близ световых проемов) и догревающей части - воздушного отопления для натопа. Водяное нерегулируемое отопление предназначено для постоянного использования с выравниванием теплонедос-

татка в различно расположенных помещениях здания. Воздушное отопление осуществляется установкой приточной вентиляции в рециркуляционном режиме, что ограничивает ее тепловую мощность при натопе.

Расчет двухкомпонентной системы прерывистого отопления заключается не только в определении тепловой мощности ее частей, но и в выявлении расчетного режима ее работы. Такой расчет проводят в суточном разрезе при различной температуре (через 5 °С) наружного воздуха в течение отопительного сезона.

Работу догревающей части системы отопления автоматизируют с программным управлением для выдерживания расчетного режима. На случай неожиданного резкого понижения температуры наружного воздуха в контрольных помещениях устанавливают датчики минимальной температуры. По сигналу от них включается допревающая часть системы отопления в дополнительный режим натопа помещений (например, на 10 °С). Эти же датчики используются в воскресные и праздничные дни.

Для примера приведем расчетные режимы работы двух различных по мощности комбинированных водовоздушных систем отопления учебного здания (при тройном остеклении окоп и показателе теплоустойчивости учебных помещений $Y_{пом}/\Lambda_{пом}$=l,95).

1-я система с коэффициентом натопа 1,5. Базисная (водяная) часть системы отопления работает только при отрицательной температуре наружного воздуха. Догревающая (воздушная) часть с коэффициентом натопа 1,5 включается ежедневно при $t_н$=-20 °С на 5 ч (на 13 ч после воскресенья), а пря $t_н$=0 °С - на 1 ч (на 3 ч после воскресенья).

2-я система с коэффициентом натопа 3,0. Базисная (водяная) часть системы работает только при $t_н$=-l О °С и ниже. Догревающая (воздушная) часть включается ежедневно при $t_н$=-20 °С на 2 ч (на 6 ч после воскресенья), при $t_н$=-l 1,5 °С - на 1 ч (на 4 ч после воскресенья), при $t_н$=0 °С и отключенной базисной части - на 2 ч (на 5 ч после воскресенья).

§ 19.6. Нормирование отопления жилых зданий

Жилые здания в городах страны являются одним из основных потребителей теплоты в системах централизованного теплоснабжения. Важной технико-экономической и социальной задачей становится нормирование теплозатрат на отопление этих зданий при обеспечении теплового комфорта в помещениях.

Нормирование теплоподачи в жилые здания делают с целью упорядочения расхода теплоты на отопление и обеспечения экономии теплоты в течение отопительного сезона путем сокращения бесполезных теплопотерь. Нормирование можно проводить на основе существующей структуры управления жилищным хозяйством городов, используя ее основные элементы: информационно-вычислительный центр, центральный, районные и оперативные диспетчерские пункты жилы%микрорайонов.

При проведении нормирования теплоподачи сравнивают фактическое теплопотребление на отопление жилых зданий за некоторый установленный предшествующий период времени с расчетной теплопотребностью зданий. Сравнение делают с учетом действительных климатических условий в течение контрольного периода времени и теплотехнических особенностей жилых зданий в микрорайоне. При этом выявляют и устраняют причины несогласования фактических теплозатрат и нормы теплопотребления. Расчет нормы теплопотребления за контрольный период отопительного сезона (не менее месяца) для группы жилых домов, обслуживаемых одним центральным тепловым пунктом (ЦТП), выпол-

няют в информационно-вычислительном центре (ИВЦ), При этом используют данные об обогреваемом объеме жилых зданий, числе людей, проживающих в этих зданиях, расчетной мощности системы горячего водоснабжения, времени работы нежилых объектов в микрорайоне и др., а также о фактических климатических условиях.

Норма теплопотребления складывается из расходов теплоты на отопление и горячее водоснабжение. Норму теплоподачи на отопление зданий устанавливают, исходя из суточной нормы, определяемой по формуле

$$Q_{сут} = (\sum_{1}^{N}(q_{от.N}V_N))(t_{в.опт} - t_{н.ср}), \qquad (19.12)$$

где N - число групп жилых зданий с отличающимися теплотехническими характеристиками; qот.N - удельный показатель теплозатрат на отопление данной группы зданий, кДж/(сутм3·°С); VN - общий отапливаемый объем зданий данной группы, м3; tв.опт - оптимальная температура внутреннего воздуха в жилых зданиях, принимаемая по главе СниП [1]; tн.ср - среднесуточная температура наружного воздуха по данным срочных измерений на ближайшей к ДТП городской метеостанции, °С.

Показатель $q_{о.N}$, кДж/(сут·м^3·°С), учитывает отдельные составляющие теплового баланса здания

$$q_{от.N} = q_{о.N} + q_{и.N} - q_{б.N}, \qquad (19.13)$$

где $q_{о.N}$, $q_{Б.N}$ - удельные показатели теплопотерь через ограждающие конструкции зданий и на нагревание инфильтрующегося воздуха через окна и двери здания; $q_{б.N}$ - удельный показатель теплопоступленнй от внутренних бытовых теплоисточников.

Составляющие формулы (19.13) рассчитывают по зависимостям, получаемым с учетом теплотехнических свойств и особенностей воздушно-теплового режима зданий, входящих в разные группы.

Фактические теплозатраты зданий за контрольный период времени определяют по показателям теплосчетчиков (тепломеров), установленных на вводах городских теплопроводов в ЦТП. Контрольный период выбирают в начале отопительного сезона при температуре наружного воздуха выше расчетной для отопления. Проведению измерений должна предшествовать тщательная наладка системы отопления в ходе подготовки зданий к работе в условиях отопительного сезона.

При недоиспользовании расчетной нормы теплопотребления (при отсутствии жалоб населения на недогревание помещений) устанавливают источники дополнительной экономии теплоты. Опыт экономной эксплуатации может быть распространен на другие жилые микрорайоны.

Превышение фактических теплозатрат за контрольный период времени над расчетной нормой теплопотребления будет свидетельствовать о перерасходе теплоты и имеющихся в жилых зданиях скрытых резервах для ее экономии. Тогда на основании обследований и последующего анализа состояния наружных ограждений, тепловыделяющего и теплопотребляющего оборудования составляют перечень мероприятий по сокращению теплозатрат на отопление зданий микрорайона.

В ходе обследования зданий устанавливают состояние оборудования ЦТП, внутриквартальных тепловых сетей, индивидуальных тепловых пунктов, тепловой изоляции в зданиях, их ограждающих конструкций (стен, окон, перекрытий), входных дверей и лестничных клеток.

При обследовании систем отопления зданий после их приведения в проектное состояние необходимо проверить:

- исправность регулятора расхода теплоносителя на тепловом вводе;
- состояние тепловой изоляции труб в технических подвалах и на чердаках;
- размеры горловины и сопла элеватора и их соответствие рассчитанным при наладке системы отопления значениям;
- исправность действия регулирующей арматуры у отопительных приборов;
- наличие самовольно установленных жителями дополнительных отопительных приборов;
- технические показатели циркуляционных насосов;
- наличие воздуха в верхних магистралях и отопительных приборах;
- плотность соединений в оборудовании, арматуре и фасонных частях труб;
- уровень температуры возвращаемой из системы отопления воды (см. § П.2);
- наличие горизонтальной и вертикальной разрегулировки системы;
- недогревание или перегревание отдельных помещений путем массового термографирования внутреннего воздуха в квартирах.

В ходе обследования учитывают, что перерасход теплоты может сопровождаться сверхнормативным снижением температуры в отдельных помещениях, причинами чего может быть вертикальная и горизонтальная разрегулировка систем отопления.

Подтверждением эффективности мероприятий, проводимых эксплуатирующими организациями по сокращению бесполезных теплопотерь, служит последовательное сокращение фактических теплозатрат по сравнению с нормируемой теплоподачей на отопление зданий.

КОНТРОЛЬНЫЕ ЗАДАНИЯ И УПРАЖНЕНИЯ

1. Какие градоустроительные приемы снижают затраты на отопление здания?
2. Как изменением объемно-планировочного решения здания можно сэкономить тепловую энергию?
3. Какими мерами можно уменьшить теплопотери через наружные стены, окна, перекрытия здания?
4. В чем смысл теплового экрана в наружном ограждении? Предложите возможные схемы решения.
5. В чем сущность оптимизации вариантов отопления здания с учетом эффективности системы?
6. Что такое АСУ теплового режима здания?
7. Изобразите принципиальные схемы регулирования температуры воды, поступающей в систему отопления "по возмущению" и "по отклонению".
8. Перечислите факторы, способствующие экономии теплоты при проведении прерывистого отопления зданий,

ГЛАВА 20. ИСПОЛЬЗОВАНИЕ ПРИРОДНОЙ ТЕПЛОТЫ В СИСТЕМАХ ОТОПЛЕНИЯ

§ 20.1. Системы низкотемпературного отопления

Низкотемпературными называются системы отопления, температура теплоносителя на входе в которые не превышает 70 °С. В таких системах могут использоваться как традиционные, так и нетрадиционные теплоисточники, среди которых могут быть солнечная радиация, теплота уходящих газов и воздуха, низкопотенциальных сред (воды, воздуха).

Низкотемпературные системы отопления до сих пор не получили широкого распространения в России, несмотря на их экономические преимущества. Препятствием для распространения является увеличенный расход металла вследствие развития площади нагревательных поверхностей.

Системы низкотемпературного отопления подразделяют в зависимости от способа нагревания теплоносителя на **однокомпонентные,** имеющие однотипные теплоприготовительные установки, и **комбинированные** (см. § 18.4), имеющие две разнотипные теплоприготовительные установки (например, солнечная теплонасосная установка и электрический теплообменник).

Системы низкотемпературного отопления по виду применяемого теплоносителя могут быть водяными, паровыми и воздушными.

Низкотемпературные системы водяного отопления выполняют, как правило, насосными из-за незначительности действующего гравитационного давления. По своей конструкции они не отличаются от обычных систем водяного отопления. Из-за малого перепада температуры воды низкотемпературные системы водяного отопления устраивают, как правило, только двухтрубными и желательно с открытым расширительным баком, который хорошо изолируют и снабжают циркуляционной линией (см. рис. 3.19). При отсутствии чердака возможна также установка закрытого расширительного бака (см. рис. 3.20). Для удаления воздуха из систем с нижней разводкой предусматривают воздушную линию (см. рис. 6.4, *б)* или воздушные краны непосредственно у отопительных приборов (см, рис. 5.24).

При использовании нетрадиционных теплоисточников периодического действия (солнечная энергия, сбросная теплота технологического процесса) в систему низкотемпературного водяного отопления включают теплоаккумуляторы с жидкими и твердыми заполнителями, а также теплоаккумуляторы, использующие теплоту фазовых превращений, или термохимические. В теплоаккумуляторах с жидкими и твердыми заполнителями (вода, незамерзающие жидкости - водный раствор этиленгликоля, глизаптин, гравий и др.) теплота накапливается за счет теплоемкости материала заполнителя. В фазовых теплоаккумуляторах накопление теплоты происходит при плавлении или изменении кристаллической структуры заполнителя, а высвобождение - при его твердении. В термохимических аккумуляторах теплота накапливается при прохождении эндотермических реакций и высвобождается при экзотермических.

В систему низкотемпературного водяного отопления теплоаккумуляторы включают по зависимой (рис. 20.1) и независимой (рис. 20.2) схемам. Конструктивно теплоаккумуляторы выполняют в виде металлических емкостей, используя серийно выпускаемые аккумуляторы систем горячего водоснабжения или расширительные баки систем отопления.

В случае значительной сезонной неравномерности в поступлении теплоты от нетрадиционных теплоисточников (солнечная энергия, атмосферный воздух и др.) можно использовать фунтовые, скальные сезонные теплоаккумуляторы, подземные озера. Грунтовые теплоаккумуляторы устраивают путем закладки в грунт горизонтальных трубных регистров с шагом труб 1,5...2 м. В скальный массив теплоту подают по трубам в скважины, пробуренные вертикально или наклонно на глубину 10...50 м. В подземные озера или заполненные водой горные выработки теплоту подают через гладкотрубные регистры, помещаемые на дне, а отбирают через аналогичные по конструкции теплообменники вблизи поверхности.

В системах низкотемпературного парового отопления используют теплоту конденсации паров теплоносителя, что, как известно, способствует уменьшению площади отопительных приборов.

В квартирной системе отопления с одним отопительным прибором возможно использование его в качестве конденсатора теплового насоса (рис. 20.3), что уменьшает бесполезные теплопотери.

С увеличением тепловой мощности системы и числа отопительных приборов (особенно отключаемых) затрудняется отвод конденсата. В качестве теплоносителя используют пары низкокипящих жидкостей, так как при водяном паре и средней температуре 30 °С давление в системе потребовалось бы снизить до 0,0043 МПа, что технически сложно. Используют пары хладона, который не горюч, не взрывоопасен, не ядовит и не имеет запаха. Низкая температура твердения хладона исключает замерзание теплоносителя в системе. Кроме того, хладон химически устойчив и не вызывает коррозии металлов.

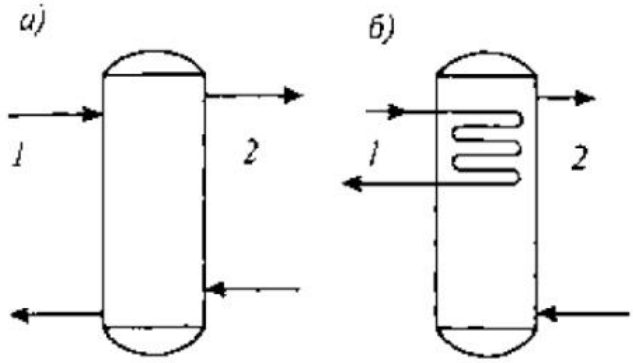

Рис. 20.1. Зависимое включение теплоаккумулятора в контур системы отопления: *а* - с зависимым подключением греющего контура; *б* - с независимым подключением греющего контура; *1* - греющий контур; *2* - контур системы отопления

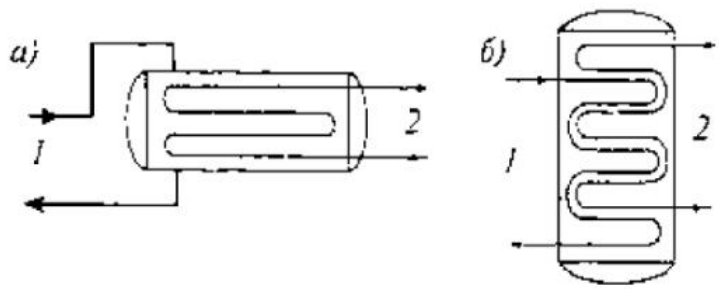

Рис. 20.2. Независимое включение теплоаккумулятора в контур системы отопления: обозначения - см. рис. 20.1

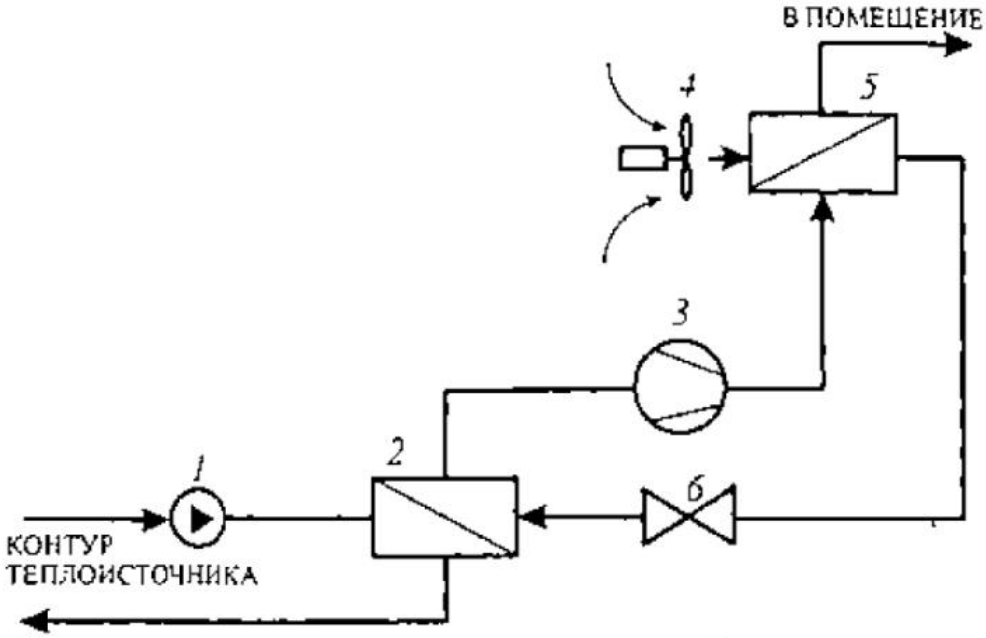

Рис. 20.3. Система низкотемпературного отопления с теплообменником в виде конденсатора теплового насоса: *1* - циркуляционный насос; *2* - испаритель теплового насоса; *3* - компрессор; *4* - вентилятор системы воздушного отопления; *5* - теплообменник - конденсатор теплового насоса; б - дроссельный вентиль

В низкотемпературных системах парового отопления регулирование теплоотдачи отопительных приборов осуществляют воздействием на давление пара, причем расчет ведется на давление, соответствующее максимально возможной температуре. Конденсат из приборов без конденсатоотводчиков самотеком возвращается в испаритель под воздействием подпора в мокрых конденсатопроводах.

Низкотемпературные системы парового отопления устраивают двухтрубными горизонтальными и вертикальными, с верхней и нижней разводками (см. § 9.1). Принцип присоединения приборов в горизонтальной системе представлен на рис. 20.4. Для регулирования теплоотдачи отопительных приборов применяют паровые мембранные или игольчатые вентили.

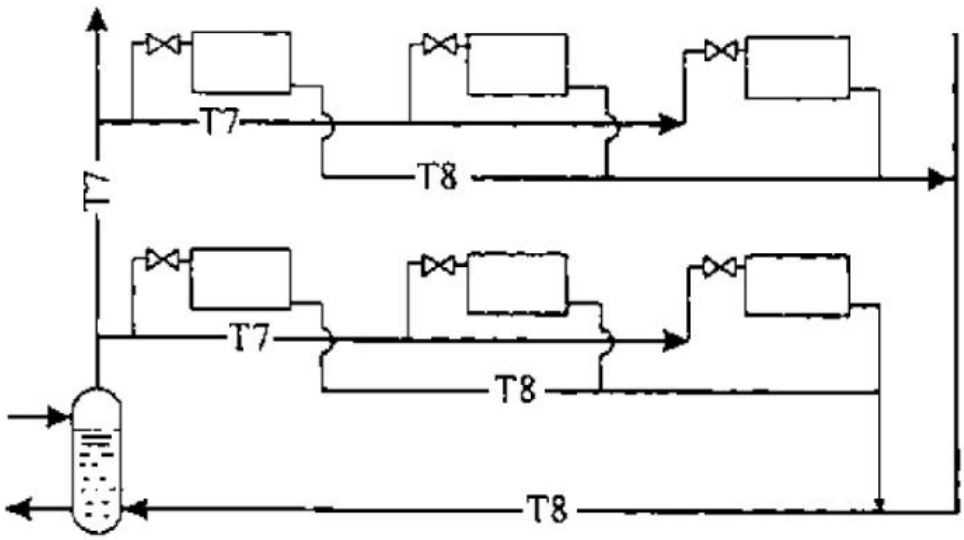

Рис. 20.4. Горизонтальная двухтрубная низкотемпературная система парового отопления

Применение **низкотемпературных** систем воздушного отопления малоэффективно при незначительном перепаде температуры теплоносителя, который к тому же обладает малой теплоемкостью. Для одинаковой теплопередачи площадь теплообмена приходится увеличивать в 2...2,5 раза по сравнению с традиционными системами. Поэтому низкотемпературные системы воздушного отопления применяют только с искусственным побуждением движения воздуха и при малых мощности и протяженности систем. Их используют в основном для отопления одноквартирных домов, причем устраивают централизованное или местное нагревание воздуха для групп помещений или одного большого помещения.

При малом перепаде температуры воздуха основным способом регулирования теплоподачи в помещение является количественное регулирование. В системах низкотемпературного воздушного отопления применяют теплоаккумуляторы с твердыми заполнителями - гравием или галькой, обращая серьезное внимание на их антисептическую обработку, предотвращающую развитие микробов на их поверхности. В настоящее время ведутся экспериментальные разработки по применению в системах низкотемпературного воздушного отопления теплоаккумулирующих насадок, использующих теплоту фазовых переходов, что значительно сокращает объем теплоаккумулятора.

В том случае, когда температура теплоисточника ниже температуры обслуживаемого помещения, а также для снижения расхода металла на нагревательные поверхности, в низкотемпературные системы отопления включают тепловой насос. Применяют тепловые насосы практически всех типов (см. §§ 14.4 и 19.3), однако наибольшее распространение получили компрессионные тепловые насосы, работающие на хладоне, что позволяет получить температуру конденсации 60...80 °С. Для получения более высокой температуры используют смеси хладонов различных марок.

При использовании в низкотемпературных системах отопления с тепловыми насосами теплоисточников периодического действия теплоаккумуляторы устанавливают, как правило, в контур испарителя теплового насоса, что стабилизирует температуру испарения и способствует более эффективной работе теплового насоса. Тепловую мощность системы при этом регулируют, изменяя теплоотдачу теплового насоса. В системах, работающих от теплоисточников со стабильными параметрами (геотермальные воды), теплоаккумуляторы устанавливают в контуре конденсатора теплового насоса.

Использование того или иного теплоисточника вносит специфику в конструкцию низкотемпературных систем отопления. В связи с этим рассмотрим подробнее особенности использования наиболее распространенных нетрадиционных и, плавным образом, возобновляемых источников тепловой энергии, учитывая расширение в будущем области их применения.

§ 20.2. Системы солнечного отопления

Системами солнечного отопления называются системы, использующие в качестве теплоисточника энергию солнечной радиации. Их характерным отличием от других систем низкотемпературного отопления является применение специального элемента - гелиоприемника, предназначенного для улавливания солнечной радиации и преобразования ее в тепловую энергию.

По способу использования солнечной радиации системы солнечного низкотемпературного отопления подразделяют на пассивные и активные. Пассивными называются системы солнечного отопления, в которых в качестве элемента, воспринимающего солнечную ра-

диацию и преобразующего ее в теплоту, служат само здание или его отдельные ограждения (здание-коллектор, стена-коллектор, кровля-коллектор и т.п.).

В пассивной системе солнечного низкотемпературного отопления "здание-коллектор" солнечная радиация, проникая через световые проемы в помещение, попадает как бы в тепловую ловушку. Коротковолновое солнечное излучение свободно проходит через оконное стекло (коэффициент пропускания 0,85... 1,0) и, попадая на внутренние ограждения помещения и мебель, преобразуется в теплоту. Температура поверхностей повышается, и теплота отдается воздуху и необлученным поверхностям помещения конвекцией и излучением. Собственное излучение поверхностей при этом происходит в длинноволновом диапазоне и плохо пропускается оконным стеклом (коэффициент пропускания 0,1...0,15), которое отражает его внутрь помещения. Таким образом, почти вся солнечная радиация, попавшая в помещение, преобразуется в нем в теплоту и способна частично или полностью (в зависимости от географических и климатических условий, архитектурно-планировочных решений) компенсировать его тепловые потери. Массивные внутренние ограждения способны аккумулировать часть теплоты, образовавшейся на их поверхности, и отдавать ее помещению постепенно, даже спустя 6...8 ч после прекращения воздействия на них солнечной радиации. Для повышения эффективности работы системы "здание-коллектор" световые проемы большой площади помещают на южном фасаде, снабжая их жалюзи, которые при закрытии должны препятствовать в темное время суток потерям с противоизлучением, а в жаркий период в сочетании с другими солнцезащитными устройствами - перегреву помещения. Внутренние поверхности окрашивают в темные тона.

Задачей расчета при данном способе обогрева является определение минимально необходимой площади световых проемов для пропускания в помещение потока солнечной радиации, необходимого с учетом аккумулирования для компенсации тепловых потерь. Как правило, мощности пассивной системы "здание-коллектор" (особенно в холодный период) оказывается недостаточно. В этом случае в здании устанавливают дополнительный теплоисточник, превращая систему отопления в комбинированную (см. § 20.1). Расчетом при этом определяют экономически целесообразные площади световых проемов и мощность дополнительного теплоисточника.

Пассивная солнечная система воздушного низкотемпературного отопления "стена-коллектор" (рис. 20.5) включает массивную наружную стену, перед которой на небольшом расстоянии устанавливают лучепрозрачный экран с жалюзи. У пола и под потолком в стене устраивают щелевидные отверстия с клапанами. Солнечные лучи, пройдя через лучепрозрачный экран, поглощаются поверхностью массивной стены и преобразуются в теплоту, которая конвекцией передается воздуху, находящемуся в пространстве между экраном и стеной. Воздух нагревается и поднимается вверх, попадая через щелевое отверстие под потолком в обслуживаемое помещение, а его место занимает остывший воздух из помещения, проникающий в пространство между стеной и экраном через щелевое отверстие у пола помещения. Подачу нагретого воздуха в помещение регулируют открытием клапана. Если клапан закрыт, происходит аккумуляция теплоты массивом стены. Эту теплоту можно отобрать конвективным потоком воздуха, открывая клапан в ночное время или в пасмурную погоду.

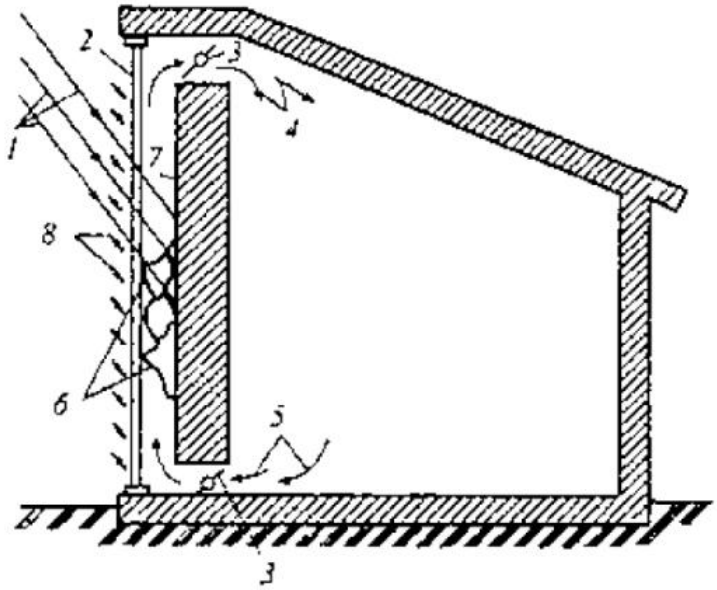

Рис. 20.5. Пассивная низкотемпературная система солнечного отопления "стена-коллектор": *1* - солнечные лучи; *2* - лучепрозрачный экран; *3* - воздушная заслонка; *4* - нагретый воздух, подаваемый в помещение; *5* - охлажденный воздух из помещения; б - собственное длинноволновое тепловое излучение массива стены; *7* - черная лучевоспринимающая поверхность стены; *8* - жалюзи

При расчете пассивного низкотемпературного солнечного воздушного отопления со "стеной-коллектором" определяют необходимую площадь поверхности стены и рассматривают подобную конструкцию как вентилируемую воздушную прослойку с лучепрозрачным экраном. Данную систему, как правило, дублируют дополнительным источником теплоты.

Активными называются системы солнечного низкотемпературного отопления, в которых гелиоприемник является самостоятельным отдельным устройством, не относящимся к зданию. В настоящее время для активных систем солнечного отопления применяют гелиоприемники двух типов: концентрирующие и плоские.

Концентрирующие гелиоприемники представляют собой сферические или параболические зеркала, параболоцилиндры (рис. 20.6), выполненные из полированного металла, в фокус которых помещают тепловоспринимающий элемент (солнечный котел), заполненный теплоносителем. В качестве теплоносителя используют воду или незамерзающие жидкости. При использовании в качестве теплоносителя воды в ночные часы и в холодный период систему обязательно опорожняют для предотвращения ее замерзания.

Для обеспечения высокой эффективности процесса улавливания и преобразования солнечной радиации концентрирующий гелиоприемник должен быть постоянно направлен строго на Солнце. С этой целью гелиоприемник снабжают системой слежения, включающей датчик направления на Солнце, электронный блок преобразования сигналов, электродвигатель с редуктором для поворота конструкции гелиоприемника в двух плоскостях.

На рис. 20.7 представлена принципиальная схема жидкостной комбинированной двухконтурной низкотемпературной системы солнечного отопления с параболоцилиндрическим концентратором и жидкостным теплоаккумулятором. В контуре гелиоприемника в качестве теплоносителя применен антифриз, а в контуре системы отопления - вода.

Преимуществом систем с концентрирующими гелиоприемиками является способность выработки теплоты с относительно высокой температурой (40...80 °С) и даже пара. К не-

достаткам следует отнести высокую стоимость конструкции, работу только в светлое время суток, а следовательно, потребность в аккумуляторах большого объема, большие энергозатраты на привод системы слежения за ходом Солнца, соизмеримые с вырабатываемой энергией. Эти недостатки сдерживают широкое применение активных низкотемпературных систем солнечного отопления с концентрирующими гелиоприемниками.

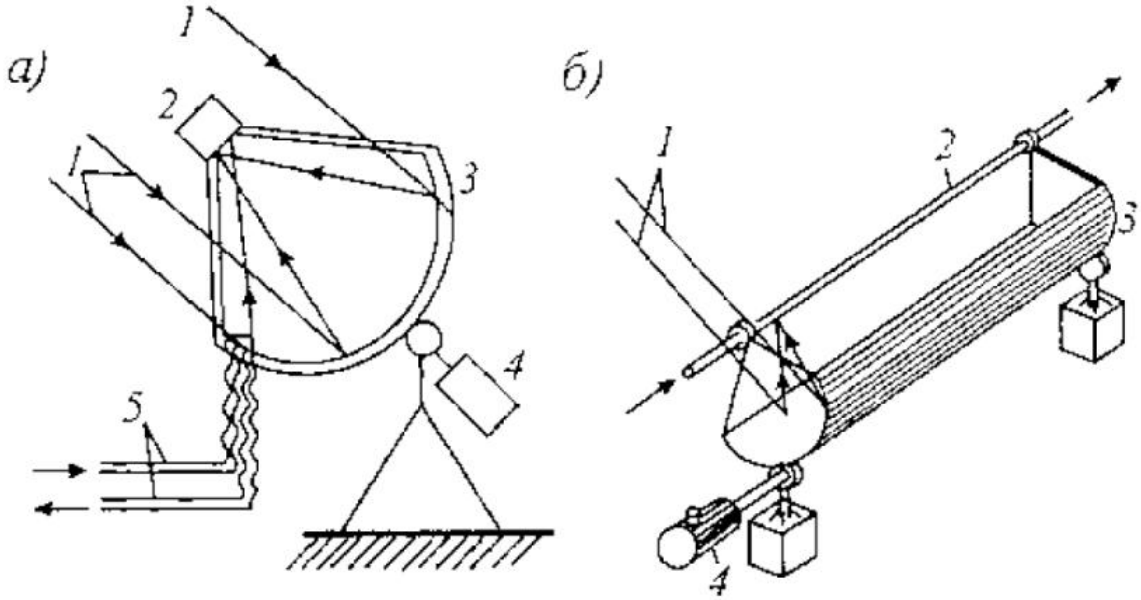

Рис. 20.6. Концентрирующие гелиоприемники: *а* - параболический концентратор; *б* - параболоцилиндрический концентратор; *1* - солнечные лучи; *2* - тепловоспринимающий элемент (солнечный котел); *3* - зеркало; *4* - механизм привода системы слежения; *5* - теплопроводы, подводящие и отводящие теплоноситель

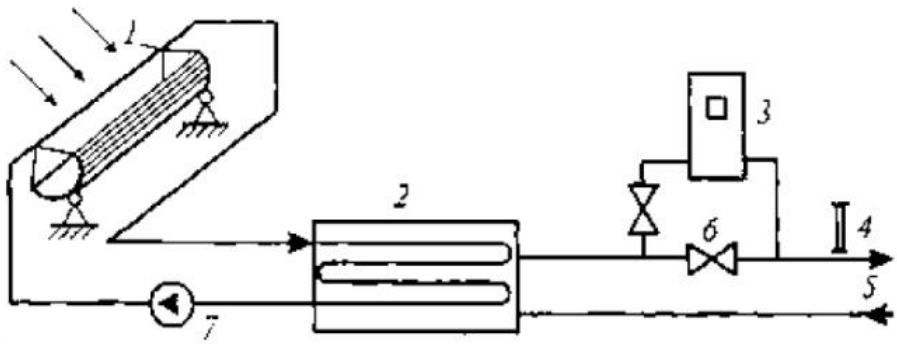

Рис. 20.7. Жидкостная комбинированная двухконтурная низкотемпературная система отопления с параболоцилиндрическим концентратором и жидкостным теплоаккумулятором: *1* - параболоцилиндрический концентратор; *2* - жидкостный теплоаккумулятор; *3* - дополнительный теплоисточник; *4* - термометр; *5* - контур системы отопления; *6* - регулирующий вентиль; *7* - циркуляционный насос

Плоские гелиоприемники, получившие наибольшее распространение, бывают двух видов: плоские коллекторы и плоские абсорберы.

Плоские коллекторы (рис. 20.8) изготовляют в виде пластины с каналами для транспорта теплоносителя, помещаемой в металлический или пластмассовый корпус. Для предотвращения собственного длинноволнового излучения в окружающее пространство, а также для снижения конвективных теплопотерь пластину покрывают с наружной стороны одним или несколькими слоями остекления на расстоянии 30...50 мм от пластины и между слоями, а с обратной стороны теплоизолируют. В качестве теплоносителя используют воду, антифризы, воздух. Выпускаемые в настоящее время коллекторы обладают достаточно

высокой мгновенной эффективностью ($\eta_{мги}$=0,9), т.е. отношением падающей на поверхность гелиоприемника солнечной радиации к полезно усвоенной теплоте, но относительно низкой суточной ($\eta_{сут}$=0,5) и годовой ($\eta_{год}$=0,25) эффективностью.

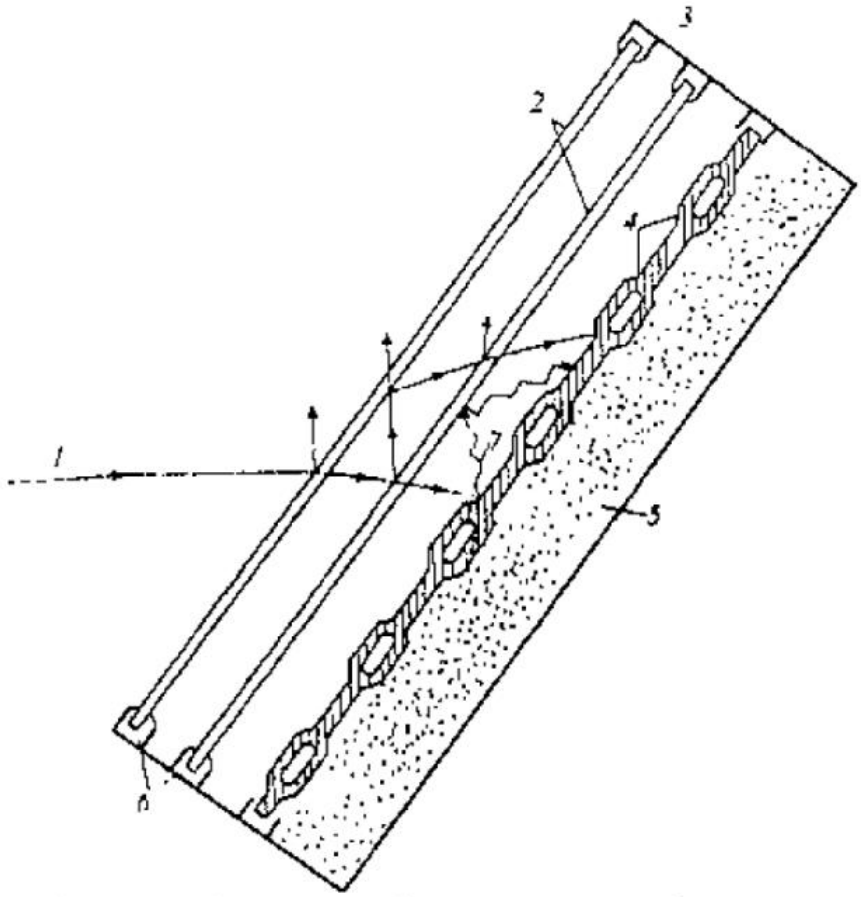

Рис. 20.8. Плоский солнечный коллектор: *1* - солнечные лучи; *2* - остекление; *3* - корпус; *4* - тепловоспринимающая пластина; *5* - теплоизоляция; *6* - уплотнение; *7* - собственное длинноволновое излучение тепловоспринимающей пластины

Для лучшего поглощения солнечной радиации коллекторы устанавливают на кровле здания или рядом с ним зимой под углом 80...90° к горизонту, летом - 20...30°, а при круглогодичной эксплуатации под углом, равным широте местности. Коллекторы позволяют нагревать теплоноситель максимально до 90 °С.

Для повышения эффективности коллекторов поверхность теплопоглощающей пластины покрывают спектрально-селективными слоями, хорошо пропускающими коротковолновое излучение и препятствующими собственному длинноволновому излучению, а также вакуумируют межстекольное пространство.

На рис. 20.9 представлена принципиальная схема водяной низкотемпературной системы отопления с солнечными коллекторами, в которой предусмотрен автоматический дренаж коллекторов при прекращении воздействия солнечной радиации.

В условиях России применение системы отопления с солнечными коллекторами, рассчитанной на покрытие теплопотребления в течение всего отопительного сезона на основе существующих схем, экономически невыгодно. Поэтому такие системы дублируют традиционными теплоисточниками, а также включают в схему системы тепловой насос (рис. 20.10). На долю гелиоконтура оставляют примерно 30...50 % теплопотребностей обслуживаемого объекта.

Плоские абсорберы не имеют остекления, а часто и теплоизоляции с обратной стороны. В них подают теплоноситель с температурой на 3...5 °С ниже температуры окружающего воздуха. За счет этого не только сводятся к минимуму бесполезные потери теплоты в окружающую среду, но и дополнительно усваивается теплота атмосферного воздуха, осадков, а также фазовых превращений при конденсации и инееобразовании на поверхности абсорбера. Это дополнительное количество теплоты, например, для условий Москвы, примерно равно количеству теплоты, получаемому от солнечной радиации.

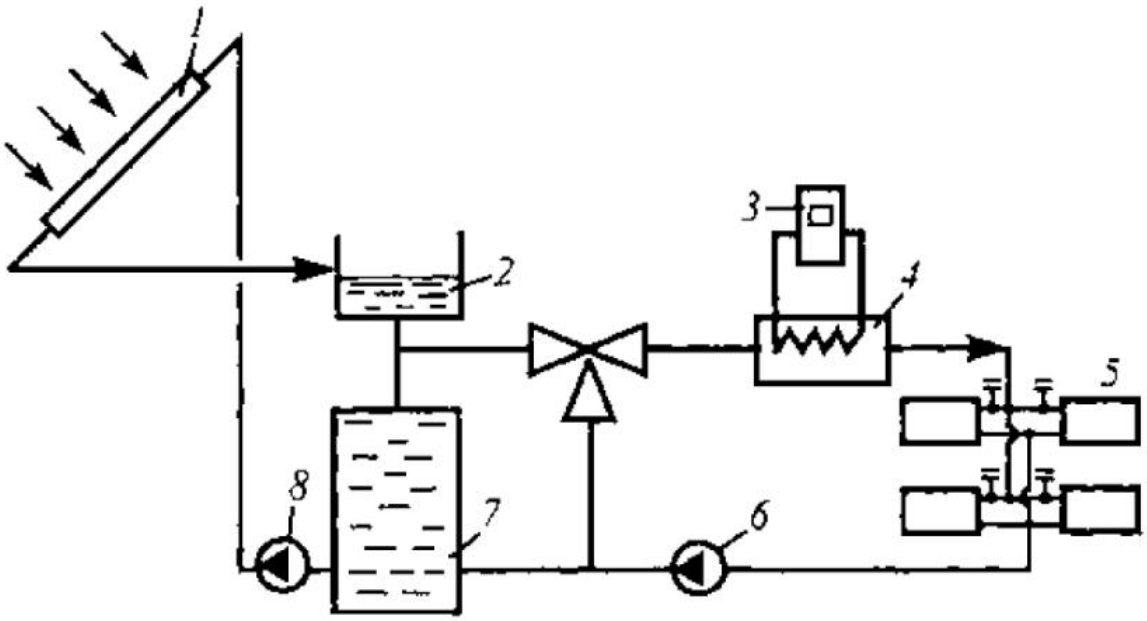

Рис. 20.9. Схема водяной низкотемпературной системы солнечного отопления с плоскими коллекторами и автоматическим дренажем при прекращении циркуляции: *1* - солнечные плоские коллекторы; *2* - расширительный бак; *3* - дополнительный теплоисточник; *4* - теплообменник; *5* - отопительные приборы; *6*, *8* - циркуляционные насосы; *7* - бак-теплоаккумулятор

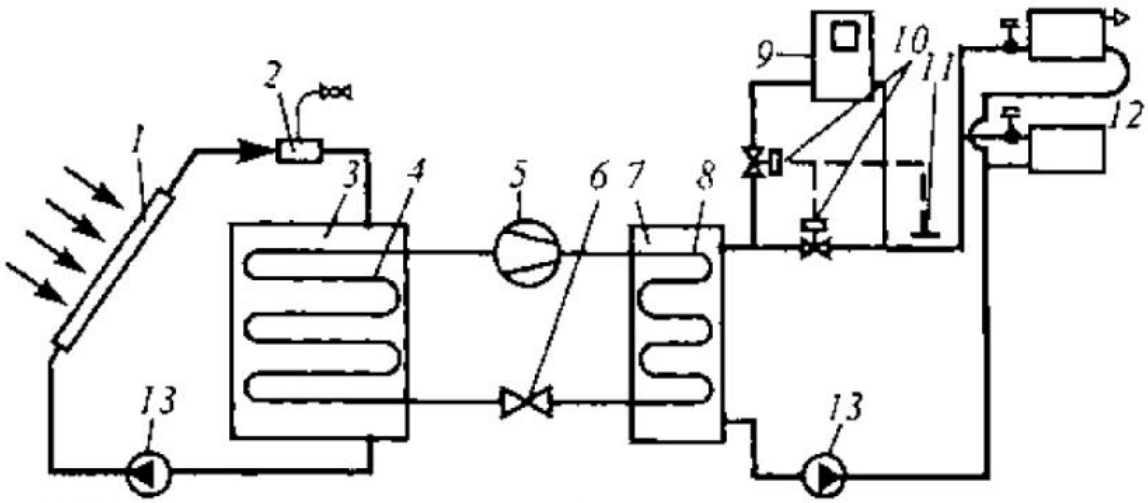

Рис. 20.10. Жидкостная двухконтурная комбинированная низкотемпературная система солнечного отопления с плоскими коллекторами, тепловым насосом и двумя жидкостными теплоаккумуляторами: *1* - солнечные коллекторы; *2* - воздухосборник; *3* - низкотемпературный жидкостный теплоаккумулятор; *4* - испаритель теплового насоса; *5* - компрессор; *6* - дроссельный вентиль; *7* - высокотемпературный жидкостной теплоаккумулятор; *8* - конденсатор теплового насоса; *9* - дополнительный теплоисточник; *10* - магнитный вентиль; *11* - датчик температуры; *12* - отопительные приборы; *13* - циркуляционный насос

В качестве абсорберов используют различные конструкции типа лист-труба, штампованные алюминиевые или стальные радиаторы. Теплоносителем для них служит глизантин. Плоские абсорберы в 5 раз легче и в 8 раз дешевле коллекторов. Они обладают более высокой суточной ($\eta_{сут}$=0,7) и годовой ($\eta_{год}$=0,85) эффективностью, не требуют очистки от пыли.

В зарубежной практике абсорберы широко используют в качестве элементов наружных ограждений - покрытия кровли, облицовки фасадов, балконных ограждений, элементов ограды. Абсорберы устанавливают под углом, близким к 90°, к горизонту, так как максимум теплопотребления приходится на зимние месяцы. Вертикальное положение способствует также удалению конденсата, инея и снега с их поверхности.

Единственным недостатком абсорберов является низкий уровень температуры нагреваемого теплоносителя, что требует при их применении обязательного включения в схему системы отопления теплового насоса.

Регулирование тепловой мощности систем солнечного низкотемпературного отопления с плоскими абсорберами и тепловым насосом осуществляют отключением части абсорберов или части цилиндров компрессора, дросселированием потока хладагента (при применении регулируемого дроссельного вентиля), сбросом избыточной теплоты в теплоаккумуляторы.

§ 20.3. Системы геотермального отопления

В качестве теплоисточника низкотемпературных систем отопления может использоваться теплота подземных нагретых вод или горных пород. Такое отопление называют геотермальным.

Наша страна имеет большие запасы геотермальных вод, температура которых значительно выше температуры воздуха. Вместе с тем геотермальные воды содержат большое количество растворенных минеральных солей, вызывающих коррозию металлов, а также зарастание труб и аппаратов, что обусловливает особенности конструирования и эксплуатации систем отопления, использующих такую воду.

По степени минерализации геотермальные воды разделяют на две группы: с низкой (до 10 г/л) и высокой (свыше 10 г/л) минерализацией. По данным специалистов, запасы нагретых вод оцениваются как эквивалентные 4...5 млн. тонн условного топлива (т у.т.) в год при фонтанной добыче, 30...40 - при насосном водозаборе и 130. ..140 млн. т у.т. при возвращении отработавшей воды для поддержания внутрипластового давления.

При подаче геотермальной нагретой воды из скважины в тепловую сеть системы отопления присоединяют к сети в основном по двум схемам: зависимой и независимой. Независимую схему присоединения применяют при высокой степени минерализации геотермальной воды. При этом качество геотермальной воды не влияет на выбор и эксплуатацию систем отопления.

Геотермальные воды со степенью минерализации до 10 г/л можно использовать непосредственно в системах отопления и горячего водоснабжения. В этом случае системы отопления присоединяют к тепловым сетям геотермальных вод по зависимой схеме с центральным регулированием температуры воды, а также со смешением в тепловых пунктах зданий, если температура воды в сети выше, чем требуется для системы отопления. Охлаж-

денную в системах отопления воду, как правило, сбрасывают или закачивают обратно в пласт.

При зависимом присоединении систем отопления к сетям геотермального теплоснабжения срок их службы снижается до 15 лет. Учитывая образование накипи, рекомендуется при расчете принимать заниженные на 30 % коэффициенты теплопередачи отопительных приборов и труб.

Если температура геотермальной воды недостаточна для нагревания воды в системе отопления, то систему низкотемпературного отопления устраивают комбинированной (см. § 20.1). При том дополнительное "пиковое" нагревание используют как в геотермальной теплосети, так и непосредственно в системе отопления. Дополнительное нагревание геотермальных вод осуществляют в периодически действующих паровых котлах с пароводяными теплообменниками, в водогрейных котлах или электрических теплообменниках.

Наиболее экономична бессливная система теплоснабжения с геотермальными водами и "пиковым" догреванием (рис. 20.11). В систему включен бак-аккумулятор отработавшей воды, откуда она забирается для смешения с горячей водой при центральном регулировании температуры. Вместимость бака-аккумулятора устанавливается в зависимости от дебита скважины, температуры нагретой геотермальной воды, требуемой температуры воды в подающем теплопроводе системы отопления. Баки-аккумуляторы выполняют в виде железобетонных резервуаров, заглубленных в землю.

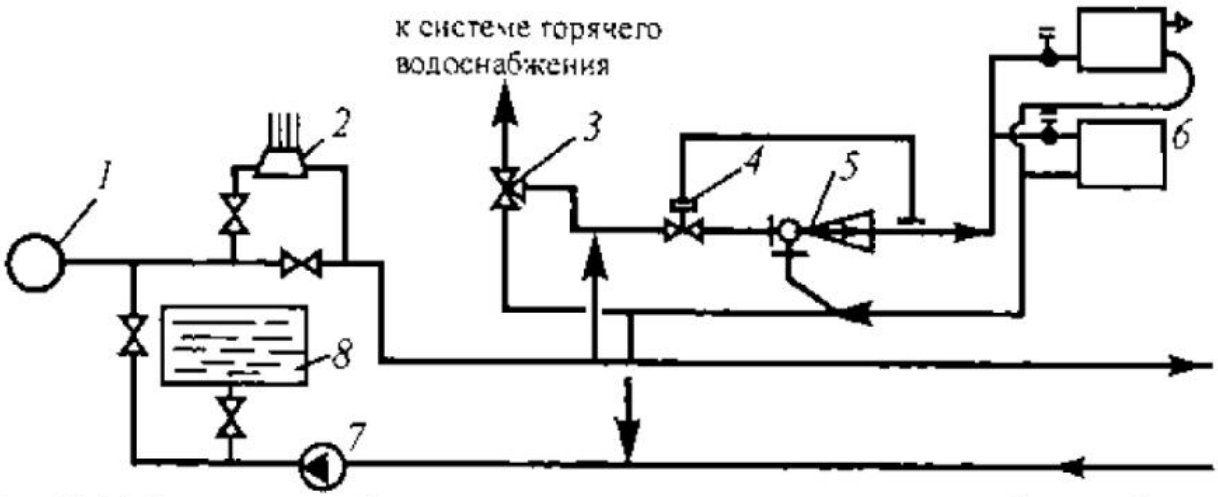

Рис. 20.11. Бессливная комбинированная геотермальная система теплоснабжения с "пиковым" догревом: *1* - скважина; *2* - дополнительный теплоисточник; *3* - смесительный вентиль; *4* - регулятор температуры; *5* - водоструйный элеватор; *6* - отопительные приборы; *7* - циркуляционный насос; *8* - бак-аккумулятор отработавшей воды

Повышение температуры геотермальных вод с помощью тепловых насосов (см. §§ 14.4, 19.2 и 20.1) возможно по двум схемам: централизованного повышения температуры воды для всей геотермальной теплосети (рис. 20.12) и местного повышения температуры воды для отдельных потребителей. Вторую схему применяют обычно при присоединении к тепловой сети различных по назначению и параметрам систем (например, когда температура геотермальных вод достаточна для системы горячего водоснабжения, но недостаточна для системы отопления).

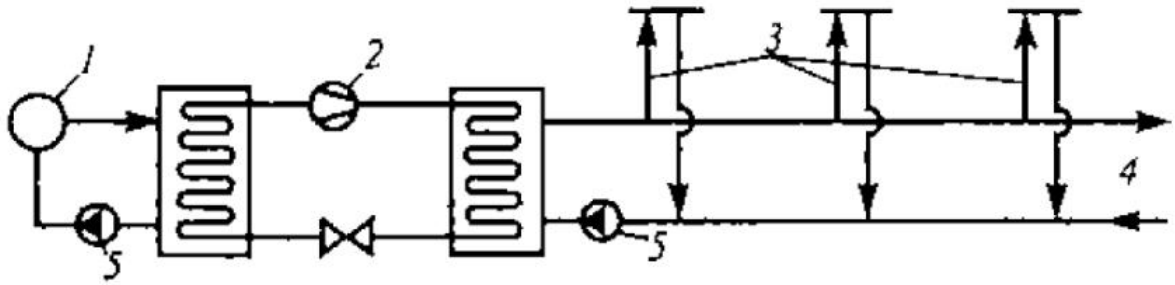

Рис. 20.12. Схема геотермальной теплосети с централизованным повышением температуры теплоносителя с помощью теплового насоса и тачкой отработавшей воды в пласт: *1* - скважина; *2* - тепловой насос; *3* - потребители теплоты; *4* -геотермальная теплосеть; *5* - циркуляционные насосы

Работа тепловых насосов на геотермальной воде высоко эффективна, так как температура нагретых вод постоянна в течение всего отопительного сезона. Регулирование тепловой мощности, а также температуры нагретой воды может осуществляться дроссельным вентилем теплового насоса путем подмешивания обратной воды из системы отопления к подаваемой воде и ступенчатого отключения групп цилиндров у компрессора теплового насоса.

§ 20.4. Системы отопления с использованием сбросной теплоты

Сбросной называют теплоту, отводимую в атмосферу или водоемы от различных технологических установок. При ежегодном потреблении в нашей стране около 2 млрд, т у.т. сбрасывается до 1,5 млрд. ГДж теплоты. Использование этого количества теплоты экономически выгодно, так как капитальные затраты на утилизацию значительно меньше, чем на выработку такого же количества теплоты.

Источником сбросной теплоты (ее относят к так называемым ВЭР - вторичным энергоресурсам) могут быть:

- отработавший ("мятый") пар;
- сбросная вода, использованная для охлаждения машин, рабочих тел, промывки продукции и т.п.;
- уходящие газы технологического топливоиспользующего оборудования, удаляемый нагретый воздух.

При использовании теплоты **отработавшего пара** применяют системы парового, водяного и воздушного отопления.

Сбросную воду в качестве теплоисточника для систем водяного отопления используют по двум схемам:

- по зависимой или независимой схеме, когда нагретая сбросная вода подается непосредственно в систему отопления (см. рис. 3.1, г) или отдает свою теплоту в теплообменнике воде системы отопления (см. рис. 3.1,6);
- по схеме с дополнительным нагреванием с помощью теплового насоса, если температура воды недостаточна для непосредственного использования в системе отопления (см. § 20.1).

Теплота **уходящих газов** может использоваться в газо-водяных теплообменниках-экономайзерах для нагревания воды системы отопления или ее предварительного подог-

рева, а также в газовоздушных теплообменниках для подогрева наружного воздуха, поступающего к воздушно-отопительным агрегатам.

Перспективным считают использование теплообменников-утилизаторов с промежуточным теплоносителем, изменяющим свое агрегатное состояние, так называемых термосифонов. В качестве промежуточного теплоносителя можно применить низкокипящие жидкости (хладоны) (см, 5 20.1).

Преимущества таких систем - отсутствие перекачивающих насосов и не замерзаемость теплоносителя. В теплообменнике, находящемся в потоке удаляемого воздуха, будет происходить вскипание хладона, пары которого будут подниматься в теплообменник предварительного нагревания воздуха для системы воздушного отопления, где происходит их конденсация и отбор теплоты. Конденсат самотеком возвращается в теплообменник-испаритель.

КОНТРОЛЬНЫЕ ЗАДАНИЯ И УПРАЖНЕНИЯ

1. Определите место установки теплоаккумулятора в схеме системы низкотемпературного отопления с тепловым насосом при использовании теплоисточников периодического действия и со стабильными параметрами.
2. Выберите тип низкотемпературной системы отопления для случая, когда мощность нетрадиционного теплоисточника при низкой температуре наружного воздуха недостаточна и требуется дополнительное ("пиковое") догревание теплоносителя.
3. Перечислите способы повышения эффективности пассивной солнечной низкотемпературной системы отопления "здание-коллектор".

Приложение 1

Показатели для расчета топливников отопительных печей

Вид топлива	Низшая теплота сгорания $Q^{п}_{т}$, кДж/кг	Плотность топлива ρ, кг/м³	Температура горения $t_{г}$, °С	Удельное напряжение колосниковой решетки $B_{р}$, кг/(ч·м²)	Толщина слоя топлива $h_{сл}$, м	Объем воздуха, практически необходимый для сжигания 1 кг топлива, L_{0}, м³/кг	Наименьшая высота над слоем топлива, м	Прозоры в колосниках, %	Удельное тепловое напряжение объема топливника $Q_{т}/V_{т}$, Вт/м³
Дрова влажностью:									
25 %	12600	400	1000	250	0,25-0,35 *	10	0,25-0,45 *	25	405000
50 %	7550	540	800	200	0,35-0,55	11	0,35-0,45	25	350000
Торфяные брикеты	16800	250	1000	200	0,25	11	0,25-0,35	25	440000
Торф воздушной сушки	12600	400	970	180	0,20-0,30	10	0,35-0,50	20	440000
Уголь									
подмосковный	12600	700	900	70	0,09-0,15	12	0,40-0,50	35	440000
бурый	21000	750	1100	85	0,09-0,20	12	0,30-0,40	30	465000
каменный (жирный)	25200-29400	800-900	1200	70	0,10-0,20	17	0,30-0,40	30	520000
Кокс									
каменноугольный	27200	400	1200	90-110	0,15-0,30	16	0,20-0,40	40-50	-
торфяной	29300	300	1100	-	0,20	17	-	-	-
Нефтяные остатки	41900	900	1500	-		16	-	-	-
Антрацит	30600	1000	1300	60	0,15-0,25	17	0,20	40	555000
Солома разная	10500-12600	100-120	800	-	0,25-0,40	10	0,50-0,70	18-20	405000
Дуга подсолнечная	12600	100	800	-		10	0,35-0,40	50	405000
Стерни кукурузные	8400	-	-	67-70	-	-	-	-	350000
Горючие сланцы	11300	600	1000	70	0,15-0,20	12	0,40-0,80	50	290000

* Толщина слоя топлива при $Q^{п}_{т}$ >12000 кДж/кг

*** Толщина слоя топлива при $Q^{п}_{т}$ >12000 кДж/кг**.

Приложение 2

Показатели для расчета газоходов отопительных печей

Вид топлива	Плотность теплового потока q, Вт/м², температура $t_г$, °С, скорость движения газов $v_г$, м/с											
	топливник		хопляк		первый газоход, $v_г$=1,5...4		промежуточные газоходы, $v_г$=0,5...2		последний газоход, $v_г$=1,5...2		дымовая труба, $v_г$≥2
	$q_т$	$t_т$	$q_х$	$t_х$	q_1	t_1	$q_{пр}$	$t_{пр}$	$q_{посл}$	$t_{посл}$	$t_{дт}$
Дрова влажностью 25 %	7000	700	3500	700	5200	700	2670	500	2670	160	130
Торф:											
кусковой	6400	700	3250	550	4650	550	2300	350	2300	150	130
брикетный	7000	700	3250	600	4850	600	2550	400	2550	160	130
Уголь:											
подмосковный	5800	700	2900	500	4050	500	2300	320	2300	140	120
бурый	5800	700	2900	550	4050	550	2300	350	2300	140	120
каменный	6400	700	3250	480	4650	480	2300	300	2300	120	110
антрацит	5200	700	2900	500	3700	500	2300	320	2300	120	110

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **СНиП 2.04.05-91*.** Отопление, вентиляция и кондиционирование / Госстрой России. - М: ГУП ЦПП, 1998.
2. **СНиП И-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. Староверова. - 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.: ЦНИИ проект, 1983.
13. **Ионин А.А. и др.** Теплоснабжение: Учеб. для вузов. - М.: Стройиздат, 1982.
14. **Калмаков А.А. и др.** Автоматика и автоматизация систем тепло-газоснабжения 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. **Крупное 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., Баихиди Л.** Лучистое отопление. - М.: Стройиздат, 1985.
20. **Монтаж** внутренних санитарно-технических устройств / Ю.Б. Александрович и др.; Под ред. И.Г. Староверова. - 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.
20. **Орлов А.И.** Русская отопительно-вентиляционная техника. - М.: Госстройиздат, 1950.
21. **Павловский А.К.** Курс отопления и вентиляции, 1909.
22. **Ривкин С.Л., Александров А.А.** Термодинамические свойства воды и водяного пара. - М., Энергоатомиздат, 1984.
23. **Родин А.К.** Газовое лучистое отопление. - Л.: Недра, 1987.
24. **Сборник задач** по расчету систем кондиционирования микроклимата здания / Под ред. Э.В. Сазонова. Учеб. пособие для вузов. - Воронеж: изд. ВГУ, 1988.
25. **Селиванов Н.П. и др.** Энергоактивные здания. - М.: Стройиздат, 1988.
26. **Семенов Л.А.** Печное отопление. - Изд. 3-е. М.: Стройиздат, 1968.

27. **Сканави А. Н.** Конструирование и расчет систем водяного и воздушного отопления зданий. - Изд. 2-е. М.: Стройиздат, 1983.
28. **Сканави А.Н.** Отопление: Учеб. для техникумов. 2-е изд. - М.: Стройиздат, 1988.
29. **Соснин Ю.П., Бухаркин Е.Н.** Бытовые печи, камины и водонагреватели. - М.: Стройиздат, 1989.
30. **Ткачук А.Я.** Проектирование систем водяного отопления. - Киев: Вища школа, 1989.
31. **Туркин В.П. и др.** Автоматическое управление отоплением жилых зданий. - М.: Стройиздат, 1987.
32. **Хайнрих Г.** и др. Теплонасосные установки для отопления и горячего водоснабжения / Пер. с нем., М.: Стройиздат, 1985.
33. **Чаплин В.М.** Отопление и вентиляция. Вып. I. Отопление. - М.: Госиздат, 1923.
34. **Чистович С.А.** и др. Автоматизированные системы теплоснабжения и отопления. - Л.: Стройиздат, 1987.
35. **Щекин Р.В. и др.** Расчет систем центрального отопления. - Киев: Вища школа, 1975.
36. **Эффективные** системы отопления зданий / В.Е. Минин, В.К. Аверьянов, Е.А. Белинкий и др. -Л.: Стройиздат, 1988.

ПРЕДМЕТНЫЙ УКАЗАТЕЛЬ

А

Автоматизация подпитки системы водяного отопления 79
- работы отопительного агрегата 330
- системы отопления 499, 533
- регулирования температуры воды, поступающей в систему отопления 72, 76
Агрегат отопительный 322
Аккумулятор теплоты 544
Амортизатор виброизолирующий 159
Амплитуда колебания температуры воздуха в помещении 425
Арматура запорно-регулирующая 142

Б

Бак конденсатный 291
- расширительный 78
- - закрытый 81
- - открытый 79
- сепаратор 292
Баланс тепловой помещения 31

В

Ветвь системы отопления 128
Виды систем водяного отопления 162
- - воздушного отопления 316
- - парового отопления 280
- отопительных приборов 87
Вода геотермальная 544
- как теплоноситель 22
Водонагреватель газовый 59
Водогрейный котел 62
Водоотделитель 287
Воздух атмосферный как теплоноситель 22
Воздухонагреватель рециркуляционный 332
Воздухоотводчик 155
Воздухопроницаемость ограждения здания 39
Воздухораспределитель 341
Воздухосборник 154
Вставка виброизолирующая 71
Выбор отопительных приборов 96
- системы отопления 477
- циркуляционного насоса 69

Г

Газоходы отопительных печей 403 Газы в системе водяного отопления 151
- дымовые как теплоноситель 21
Гелиоприемник 550

Гладкотрубный отопительный прибор 92
Горелка инфракрасного излучения 438

Д

Давление гидравлическое в системе водяного отопления 182
- естественное циркуляционное 208
- в однотрубной системе водяного отопления вертикальной 211
.....горизонтальной 221
- в двухтрубной системе водяного отопления 219
- при охлаждении воды в малом кольце 215
- в теплопроводах 210
- воздуха в здании избыточное 40
- пара начальное 28, 295
- рабочее 87, 96
- циркуляционное насосное 66
- располагаемое 222
- расчетное 325
Дальнобойность воздушной струи 325
Динамика давления в системе водяного отопления без расширительного бака 185
.....с двумя расширительными баками 203
.....с расширительным баком гравитационной 186
----------насосной 188
----------районной 196
Длина отопительных приборов 118

З

Завеса воздушная тепловая 352
Задвижка 149
Закон Генри 152
- Джоуля-Ленца 448
-Ламберта 361
Затвор гидравлический 150, 248
Затраты на систему отопления 468
Зоны системы водяного отопления всасывания 189
------нагнетания 189
------по высоте здания 175

И

Изменение давления при движении воды в горизонтальных трубах 183
.....в вертикальных трубах 184
Изоляция виброзвуковая 159
-тепловая 158
Инерция отопительного прибора 90
Инфильтрация воздуха 39
Использование тепловой мощности системы отопления 49
История водяного отопления в России 10

К

Калорифер 95 Камин 424
- газовый 433
- электрический 446
Клапан воздушный в кожухе коннектора 93
- обратный 150
- предохранительный 293
- редукционный 287
Классификация отопительных печей 402
- - приборов 87
- систем отопления 19
- водяного отопления 162
- воздушного отопления 314
- парового отопления 280
- электрического отопления 441
Кольцо циркуляционное в системе водяного отопления 234
.....второстепенное 237
.....малое 215
.....основное 234
Компенсация удлинения теплопроводов 132
Конвектор без кожуха 93
- с кожухом 93
- электрический 448
Конденсатоотводчик 288
Конденсатопровод 28
- двухфазный 304
Конденсат попутный 279
Контрольно-измерительные приборы (КИП) 494
Коэффициент воздухораспределителя скоростной 325, 342
----температурный 325, 342
- гидравлического трения 230
- затекания воды 241
- местного сопротивления 231
- обеспеченности 33
- облученности 364
- смешения воды 72
- теплопередачи ограждающей конструкции 33
- - отопительного прибора 103
- шероховатости труб 230
- экономайзерного эффекта 41
Кран воздушный 156
- двойной регулировки (типа КРД) 143
- запорный проходной (пробочный, шаровой) 148
- регулирующий с дросселирующим устройством 144
- проходной (типа КРП) 145
- трехходовой (типа КРТ) 146

М

Магистраль системы центрального отопления 127
Материал отопительных приборов 88
Мероприятия противопожарные при проектировании печного отопления 425
Метр квадратный эквивалентный 116

Мощность тепловая отопительного прибора 115
- - системы отопления 44

Н

Нагрузка тепловая отопительного прибора 85
- - системы отопления 229
- - стояка (ветви) 229
- - участка 229
Надежность системы отопления 224
Направление движения теплоносителя в магистралях 127
Насос конденсатный 27, 293
- подпиточный 53
- тепловой 454
- смесительный 72
- циркуляционый 65
Натоп помещения 535
Нормирование отопления жилых зданий 541

О

Области применения систем отопления 472
Обмер площадей ограждений помещений 34
Объем активный отопительной печи 403
Окраска отопительных приборов 112
Отопительные приборы 85
Отопление 7
Отопление воздушное местное 321
- центральное 340
- газовое 430
- дежурное 476
- зданий с переменным тепловым режимом475
- с постоянным тепловым режимом 473
- квартирное 174
- комбинированное 517
- конвективное 17 -лучистое 17, 359
- газовое 430
- панельно-лучистое 359
- печное 399
- прерывистое 535
- солнечное 548
- теплонасосное 454
- электрическое 441
- аккумуляционное

П

Панель излучающая 361
- отопительная бетонная 361
- металлическая 361
Параметры теплоносителя 23
Пар водяной как теплоноситель 22

- вторичного вскипания 308
Паропровод 28
Печь отопительная 401
- газовая 431
- электронагревательняя 445
- электротеплоаккумулирующая 450
Плотность основных теплоносителей 23
- теплового потока отопительного прибора 112
- номинальная 114
Площадь нагревательной поверхности отопительного прибора 115
- ограждающей конструкции расчетная 32
Подача нагретого воздуха наклонная 323
----сосредоточенная 341
Подводка к отопительному прибору 138
Показатель теплового напряжения металла отопительного прибора 86
Потери давления линейные 230
- местные 230
- при эксплуатации систем водяного отопления 509
- удельные 232
Поток тепловой номинальный 114
Применение типовых проектов отопления 488
Присоединение теплопроводов к отопительным приборам 138
Проводимость стояка 241
- участка теплопровода 233
Проектирование системы отопления 465
Проект отопления (последовательность разработки) 482
- - (разработка с помощью ЭВМ) 485
Пункт диспетчерский 499
- тепловой системы отопления 55
Пуск системы отопления 506

Р

Радиатор секционный 90
- стальной панельный 91
- электрический 447
Размещение отопительных приборов в помещении 96
- теплопроводов в здании 130
Разрегулирование гидравлическое вертикальное 492
- - горизонтальной 237
- тепловое 225
Расход воды в системе отопления 229
- - в отопительном приборе относительный 110
- - в стояке (ветви) 241
- - на участке системы отопления 229
- металла на отопительные приборы 86
- - на теплопроводы 23
- нагретого воздуха 318
- теплоты на отопление 32
Расчет гидравлический конденсатопроводов 301
----двухфазных 304
----напорных 302

----сухих и мокрых безнапорных 301
- - паропроводов 297
----высокого давления 299
----низкого давления 297
- - системы водяного отопления 228
.....вертикальной однотрубной 241
.....с унифицированными стояками 272
.....горизонтальной однотрубной 254
.....двухтрубной 247
--------малого циркуляционного кольца 242
--------по удельным линейным потерям давления 234
.....характеристикам сопротивления 255
- - парового отопления 297
- - стояков 252
- проводимости однотрубных стояков системы водяного отопления 256
- - системы воздушного отопления 347
----- центральной 347
- теплоаэродинамический газоходов отопительной печи 412
- тепловой бетонной отопительной панели вертикальной 390
-- горизонтальной 383
-- отопительных приборов 115
-- на ЭВМ 120
- теплопроводов 228
- теплогидравлический рециркуляционного воздухонагревателя 335
- теплопотерь через пол помещений 33
- топливника отопительной печи 408
Регулирование системы отопления качественное 123
- количественное 124
- - - пусковое 494
- эксплуатационное 497
- теплопередачи отопительных приборов 123
- автоматическое 147, 494
- ручное 125
Регулятор подачи воздуха 519
Режим движения жидкости ламинарный 230
- турбулентный 230
- работы системы отопления 490
- тепловой элемента системы отопления 492
Рекомендации по проектированию системы отопления 480
Реконструкция системы отопления 509
Ремонт системы отопления 507

С

Саморегулирование системы отопления 171
Сезон отопительный 8
Секция радиатора 90
Система отопления 17
- - вакуумпаровая 294
- - водяная бифилярная 170
- - вертикальная 163
- - высотных зданий 175

- - геотермальная 544
- - горизонтальная 168
- - гравитационная 171
- - двухтрубная 167
- - децентрализованная 178
- - квартирная 174
- - насосная 162
- - однотрубная 163
- - воздушная 29
-- местная 19
- низкотемпературная 544
- паровая замкнутая 27
- разомкнутая 27
- субатмосферная 294
--пароводяная 310
-----прерывистая 535
-- районная 196
- - солнечная активная 549
- пассивная 548
- - теплонасосная 454
- - центральная 20
- - воздушная 314
- - панельно-лучистая 359
Скорость витания 154
- движения воды 160
- - конденсата 303
- - нагретого воздуха 336
--пара 160,300
Соединение трубопроводов 129
Сопротивление стенки отопительного прибора 105
Состав проекта отопления 480
Способы гидравлического расчета систем отопления 231
Сравнение систем отопления 465, 468
Стояк системы отопления 127
----унифицированный 272
Схема присоединения отопительных приборов к теплопроводам 138
- - системы водяного отопления к наружным теплопроводам зависимая прямоточная 54
---- зависимая со смешением 53
- - независимая 53
- расчетная системы водяного отопления вертикальной однотрубной 243
-- горизонтальной однотрубной 222
.....двухтрубной 248
- системы водяного отопления 162
- - воздушного отопления 316
- - парового отопления 280

Т

Таблица гидравлического расчета напорных конденсатопроводов 306
----систем водяного отопления 244
- паропроводов высокого давления 307
------низкого давления 299

Температура теплоносителя 23
- - в однотрубном стояке (ветви) системы водяного отопления 113
- средняя в отопительном приборе 109
- - в теплообменнике 57
Тепловыделения в помещении бытовые 43
Теплоемкость воды массовая удельная 23
- отопительной печи 403
Теплозатраты на нагревание воздуха 39
----материалов 43
Теплоисточник 52
Теплоноситель системы отопления 21
Теплообменник водоводяной 57
- газовоздушный 434
Теплоотдача отопительных приборов 85
- бесполезная 85
- теплопроводов 115
Теплопотери здания по укрупненным измерителям 46
- помещения 31
- добавочные 35
- через ограждения помещения 32
Теплопровод 127
Теплота конденсации пара удельная 23, 28
Термоклапан 147
Топливник отопительной печи 405
Топология (структура) системы отопления 162
Точка постоянного давления в системе водяного отопления 188
Требования к системе отопления 18
- к отопительным приборам 85
Труба воздушная 156
- дренажная 150
- дымовая отопительной печи 413
- ребристая 94
- теплоизлучающая 436
Трубы для системы отопления 127

У

Увязка при гидравлических расчетах 237
Удаление воздуха из системы водяного отопления 151
------парового отопления 158
Удлинение теплопроводов 132
Уклон теплопроводов 136
Управление работой системы отопления 499
Уравнение Гей-Люссака 80
Установка смесительная 72
Устойчивость системы отопления гидравлическая 492
----тепловая 225, 492
Устройство предохранительное 283, 293
Утка 132
Участок системы отопления 228

Ф

Фасонные части труб 231
Формула Дарси-Вейсбаха 230
- Колбрука 231
- Пуазайля 230

Х

Характеристика здания тепловая удельная 46
- геометрическая воздушной струи 325
- гидравлическая системы отопления 502
- гидравлического сопротивления участка системы отопления 233
- удельная 256
- узла участков системы отопления 233

Ц

Центр нагревания в системе отопления 209
- охлаждения в системе отопления 209

Ч

Число Био 384
- Рейнольдса 230

Ш

Шайба дросселирующая (диафрагма) 238
Шум в системе отопления 159

Э

Экономичность системы отопления 468
Экономия теплоты на отопление 521
Элеватор водоструйный 75
Электрокамин 447
Электроконвектор 448
Электрокотел 461
Электрорадиатор 447
Электротепловентилятор 448
Эпюра давления гидростатического в насосной системе водяного отопления 186
- - циркуляционного в системе водяного отопления 189
Эффект Пельтье 454
Эффективность отопления здания 526