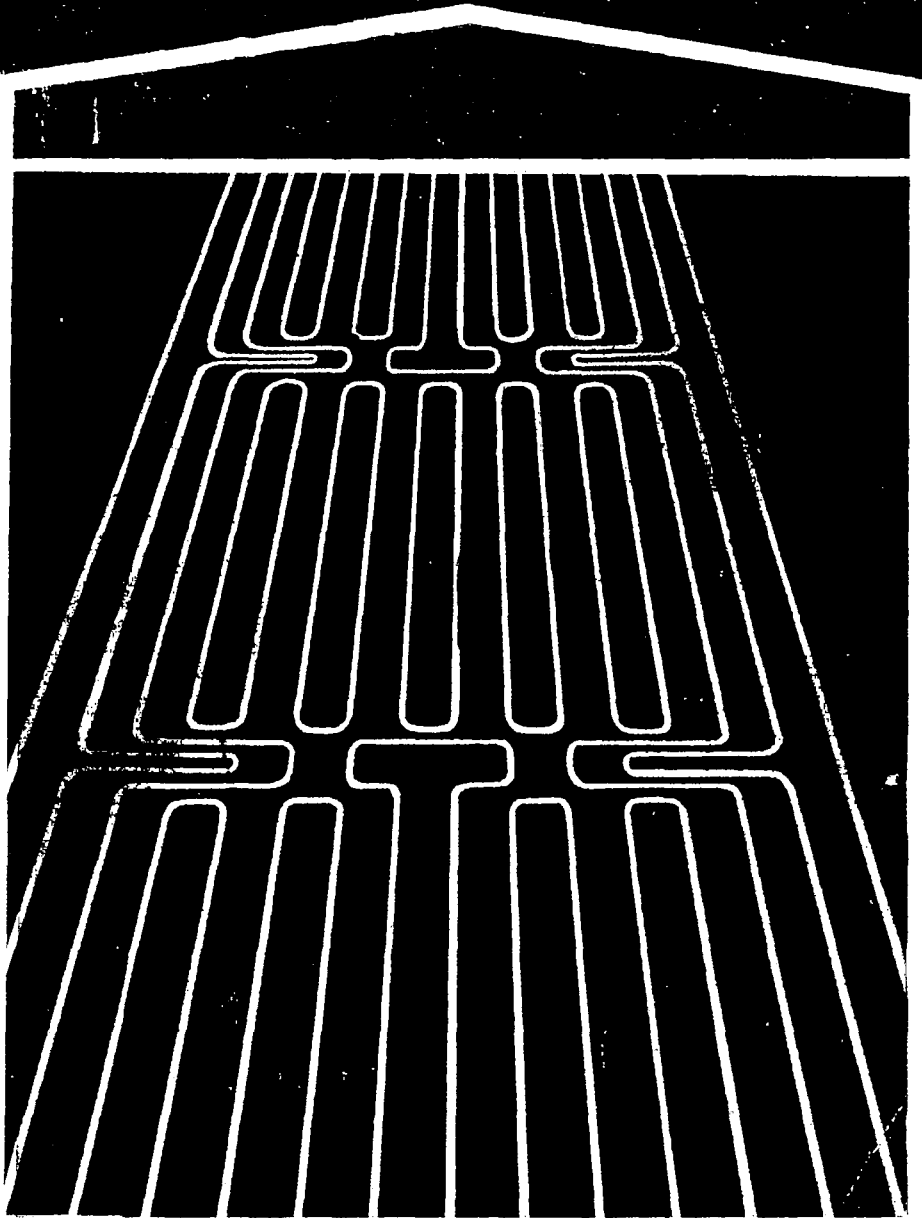


М.Н. ФЕДОРОВ

НАПОЛЬНОЕ ОТОПЛЕНИЕ



М. Н. ФЕДОРОВ

НАПОЛЬНОЕ ОТОПЛЕНИЕ



МОСКВА «ТРАНСПОРТ» 1974

Напольное отопление. Федоров М. Н. М., «Транспорт», 1974, стр. 1—104.

В книге на основе практических данных и экспериментальных исследований изложены следующие вопросы: особенности тепловых режимов и расчет дополнительных потерь тепла в транспортных сооружениях; инженерная методика теплотехнических расчетов массивных панелей, расположенных на грунте; унифицированные схемы систем напольного отопления; типовые конструктивные решения обогреваемых полов; сведения по монтажу и эксплуатации; способы защиты замоноличенных трубопроводов от коррозии; технико-экономические показатели напольного отопления. Содержатся примеры расчетов.

Книга предназначена для инженерно-технических работников, занимающихся проектированием, монтажом и технической эксплуатацией систем напольного отопления, будет полезна для инженеров-сантехников. Рис. 52, табл. 7, библи. 23.

Михаил Николаевич Федоров

НАПОЛЬНОЕ ОТОПЛЕНИЕ

Редактор *З. А. Неклепаева*

Обложка художника *В. В. Бородина*

Технический редактор *Н. И. Первова*

Корректор *Н. Г. Коптяжина*

Сдано в набор 27/XII 1973 г. Подп. к печ. 22/IV 1974 г.
Бумага 60x90^{1/8}, типографская № 2
Печатных листов 6,5 Учетно-изд. листов 7,09
Тираж 2200 экз. Т-08217 Изд. № 1-3-1/3 № 6032
Зак. тип. 7 Цена 35 коп.
Изд-во «ТРАНСПОРТ», Москва, Басманный туп., 6а

Московская типография № 19 Союзполиграфпрома при Государственном комитете Совета Министров СССР по делам издательств, полиграфии и книжной торговли. г. Москва, наб. Маркса Гореза, 34

24
26671

Гос. б-ка
науч.-исп.
библиотек
и читальн.
Знаменск.
Читальн.

74-17046

Ф 31802-175
049 (01)-74 175-74

ОТ АВТОРА

Директивы XXIV съезда КПСС предусматривают дальнейшее развитие транспорта. Улучшение транспортного обслуживания населения неразрывно связано с вводом в эксплуатацию значительного количества крупных пассажирских зданий и технических сооружений для ремонта подвижного состава и воздушных судов. Вокзалы, депо, пассажирские павильоны, ангары и другие здания по функционально-технологическому назначению имеют специфические объемно-планировочные решения. В зимнее время эти здания характеризуются постоянной неравномерностью теплового режима и значительными расходами тепла на нужды отопления.

Создание нормальных санитарно-гигиенических условий пребывания пассажиров и обеспечение высокого качества ремонта транспортной техники в этих зданиях требуют осуществления надежных средств обогрева, что достаточно сложно, особенно в районах с суровой и продолжительной зимой.

Существующие способы обогрева традиционными системами с местными нагревательными приборами или воздушно-отопительными агрегатами не обеспечивают требуемого теплового режима, особенно в зданиях, имеющих проемы в виде большогоабаритных ворот.

В настоящее время теоретически обосновано и практически доказано, что для зданий с неравномерным тепловым режимом одним из возможных способов обогрева является система напольного отопления. Эта система создает в помещении комфортные условия для пребывания людей, удовлетворяет повышенным гигиеническим и эстетическим требованиям.

С 1952 г. накоплен положительный опыт эксплуатации этой системы на объектах Аэрофлота, а позднее — и в помещениях общественных зданий. В частности, такое отопление осуществлено в аэровокзалах и пассажирских павильонах аэропортов Внуково, Домодедово, Шереметьево и других, в ангарах, самолето- и мотороремонтных корпусах, в вестибюле и зале гостиницы «Юность» в Москве, в конференц-зале обелиска, построенного в честь запуска первого искусственного спутника Земли, в некоторых вестибюлях учебных заведений, в комнатах детских дошкольных учреждений и других зданиях.

Технико-экономические расчеты показывают, что в ангарах благодаря применению напольного отопления по сравнению с традиционным воздушным достигается значительный экономический эффект.

Однако вопросы применения системы напольного отопления все еще недостаточно освещены в отечественной технической литературе. Имеющиеся работы в основном рассматривают гигиеническую оценку теплового режима при напольном отоплении. Лишь незначительное число статей посвящено выявлению эффективности его действия.

Несмотря на большие затруднения, связанные с отсутствием основных исходных расчетных данных, напольное отопление, как правило, предусматривают в аэровокзалах, вестибюлях учебных зданий и зданиях различного назначения.

При написании настоящей книги обобщены отечественный и зарубежный (по периодической литературе) опыт проектирования, монтажа и эксплуатации, а также теоретические и экспериментальные исследования, выполненные различными организациями. В частности, использованы работы Государственного проектно-исследовательского и научно-исследовательского института гражданской авиации (ГПИ и НИИ ГА) Аэропроект, красноярского Промстройинипроекта, Всесоюзного научно-исследовательского института электрификации сельского хозяйства, Научно-исследовательского института санитарной техники и оборудования зданий и сооружений (Киев) и др. Автор надеется, что разработанный комплекс вопросов, охватывающий все стадии осуществления системы напольного отопления, будет способствовать более широкому внедрению этого способа обогрева в практику строительства.

Автор выражает благодарность рецензенту канд. техн. наук А. М. Листову, а также сотрудникам Аэропроекта, принимавшим участие в выполнении отдельных этапов научной работы, результаты которой приведены в этой книге. Кроме того, автор приносит благодарность инженеру Г. К. Первому, принимавшему непосредственное участие в натурных испытаниях системы напольного отопления на объектах Аэрофлота и оказавшему помощь при написании книги.

ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ О НАПОЛЬНОМ ОТОПЛЕНИИ

1. Особенности напольного отопления

Отопление, при котором обогрев помещений происходит путем отдачи тепла от поверхности нагретого пола, принято называть напольным. Такое отопление является частным случаем панельно-лучистого отопления, предложенного русским инженером В. А. Яхимовичем еще в 1905 г. и широко применяемого как у нас, так и за рубежом.

В зависимости от рода применяемого теплоносителя напольное отопление подразделяется на водяное, воздушное и электрическое. В первом случае теплоносителем является горячая вода, циркулирующая по трубчатым змеевикам, расположенным в бетонном слое пола; во втором — горячий воздух, проходящий по специальным подпольным каналам; в третьем — электроэнергия. В последнем случае в качестве нагревательных элементов используются уложенные в конструкцию пола металлические стержни или специальные электрокабели; применяются также электроннагревательные коврики, настилаемые на поверхность пола.

Система электрического напольного отопления в последнее время находит все большее распространение в зарубежной практике для обогрева помещений различного назначения.

Перечисленные системы отопления создают в помещении равномерный температурный режим, удовлетворяющий повышенным гигиеническим требованиям. Однако они существенно отличаются друг от друга как по конструктивным решениям, так и по способу регулирования режима отпуска тепла.

Для систем водяного и воздушного отопления, как правило, применяется центральное качественное регулирование, а для электрического — местное количественное (включением и выключением отдельных нагревательных элементов). Система электрического отопления значительно проще в исполнении и ремонте. Однако при существующих тарифах стоимость компенсации теплопотерь в помещениях с электрическим отоплением примерно в 5 раз выше, чем с водяным. В связи с этим наибольшее распространение получило водяное напольное отопление.

При напольном отоплении любого вида тепловая панель совмещена с конструкцией пола и является массивным нагревательным прибором. Размеры и конструкцию обогреваемого пола уста-

навливают в процессе проектирования системы отопления. Площадь пола в помещении может быть частично или полностью обогреваемая. Размер обогреваемой площади зависит от величины теплопотерь и принятой средней температуры поверхности пола.

Значительная доля теплоотдачи излучением от большой поверхности нагрева со сравнительно низкой средней температурой и наиболее эффективное использование тепла, передаваемого конвекцией, обуславливают высокую гигиеническую оценку лучистого отопления вообще и напольного способа обогрева помещений в частности.

К настоящему времени выполнено много теоретических и экспериментальных исследований, накоплен большой опыт расчета, конструирования, монтажа и эксплуатации систем отопления, нагревательные элементы которых расположены в вертикальных опраждениях. Наоборот, система напольного отопления не получила еще такого широкого распространения.

Внедрение напольного водяного отопления в зданиях и сооружениях массового строительства началось лишь в послевоенные годы. Стремление обеспечить заданный тепловой режим в помещениях большого объема и значительной высоты привело к применению этого способа обогрева в ряде сооружений транспорта — аэровокзалах, ангарах, пассажирских павильонах и др. Это позволило организовать широкую экспериментальную проверку систем напольного отопления в различных климатических условиях, накопить и обобщить опыт их эксплуатации.

На основе полученных данных разработаны унифицированные конструкции деталей элементов, схемы узлов, инженерная методика теплотехнических расчетов систем напольного отопления.

Сравнение различных систем отопления по технико-экономическим показателям (табл. 1) позволяет установить, что в промышленных сооружениях, несмотря на двойное увеличение капитальных вложений по сравнению с традиционным воздушным отоплением, система водяного напольного отопления за счет ежегодного снижения на 28% затрат на эксплуатацию обеспечивает существенный экономический эффект.

Кроме того, система в эксплуатации бесшумная и не способствует возгонке пыли в рабочих помещениях. Оборудование и коммуникации ее не занимают полезной площади.

Исследования показали, что благодаря интенсивному прогреву массива основания пола, его конструкции и покрытия в помещении обеспечивается равномерная температура не только в плане, но и по высоте, а также стабильный тепловой режим, отвечающий санитарным нормам и технологическим требованиям даже в таких помещениях, которые характеризуются постоянной неравномерностью теплового режима из-за частого и продолжительного открывания ворот и дверей.

Учитывая возрастающие объемы строительства крупных сооружений транспорта и сложность обеспечения в них заданного теп-

Технико-экономические показатели различных систем отопления

Технико-экономические показатели систем отопления	Тип здания и вид системы отопления					
	Промышленное объемом 70 тыс. м ³		Жилое объемом 12 тыс. м ³			
	Воздушная	Напольная водяная	Радиаторная	Панели в перекрытиях	Панели в перегородках	Панели в стенах
Стоимость системы:						
тыс. руб.	28,5	57,3	5,5	3,9	4,12	4,65
%	100	201	100	71	75	85
Удельная стоимость, руб./м ³	0,41	0,82	0,46	0,33	0,34	0,39
Эксплуатационные затраты:						
тыс. руб./год	24,3	17,2	2,97	2,79	2,82	2,88
%	100	72	100	92	96	96
Удельные затраты, руб./м ³ год	0,35	0,25	0,25	0,23	0,24	0,24
Приведенные затраты:						
тыс. руб./год	27,7	24,0	3,63	3,26	3,32	3,44
%	100	88	100	90	94	94
Удельные приведенные затраты, руб./м ³ год	0,4	0,35	0,3	0,27	0,28	0,29

лового режима традиционными способами обогрева, следует ожидать, что напольное отопление будет осуществляться в этих сооружениях в более широких масштабах.

2. Элементы системы напольного отопления

Система водяного напольного отопления. На транспорте в крупных сооружениях систему напольного отопления с водой в качестве теплоносителя начали применять с 1946 г. в США и Англии, т. е. в условиях сравнительно мягкого климата. В нашей стране этот вид отопления в аэровокзалах и ангарах был применен в 1952 г.

Имеющийся к этому времени опыт других стран не представилось возможным использовать, так как внедренные за рубежом системы не соответствовали климатическим условиям СССР.

Строительство крупных сооружений, осуществляемое в суровых климатических условиях нашей страны, вызвало необходимость проведения специальных исследований и разработки новых конструктивных решений системы водяного напольного отопления.

Основными элементами системы водяного напольного отопления являются разводящие или магистральные трубопроводы (по-

дающий и обратный), «лежаки» и нагревательные элементы — змеевики из труб, расположенные в бетонном слое пола.

Разводящие или магистральные трубопроводы в зависимости от типа отапливаемого здания могут быть проложены по стенам, в проходных, полупроходных или непроходных каналах. В ряде случаев они могут быть размещены в бетонном массиве пола. Лежаки, соединяющие магистральные трубопроводы с нагревательными элементами, находятся в каналах или расположены в бетонном основании пола.

Присоединение змеевиков к лежакам выполняется по параллельной схеме и осуществляется в каналах или непосредственно в бетонном слое пола. Последний способ нельзя признать удачным, так как при этом не обеспечивается возможность отключения и независимого отсоединения отдельных змеевиков при ремонте или замене. Система напольного отопления может иметь схему трубопроводов с попутным движением воды или тупиковую.

Расстояние между центрами соседних трубопроводов, как правило, составляет 200—600 мм. Глубина заложения труб в бетоне колеблется в пределах 30—100 мм.

Трубопроводы, расположенные в бетоне, укладывают горизонтально на специальных опорах. Если же пол имеет уклон, во избежание уменьшения теплоотдачи трубопроводы укладывают параллельно покрытию пола, не нарушая установленной глубины заложения труб.

Для изготовления змеевиков применяют стальные бесшовные трубы. Диаметр змеевиков устанавливается расчетом. Обычно применяются змеевики диаметром 15, 20, 25 и 30 мм. Конфигурация змеевиков может быть самой разнообразной в зависимости от способа их изготовления и размеров площади, на которой они должны быть расположены (рис. 1). Наиболее распространенная схема змеевика представлена на рис. 1, а и б. Для обеспечения равномерной температуры на поверхности пола змеевик может быть выполнен также по бифилярной схеме (рис. 1, в и г).

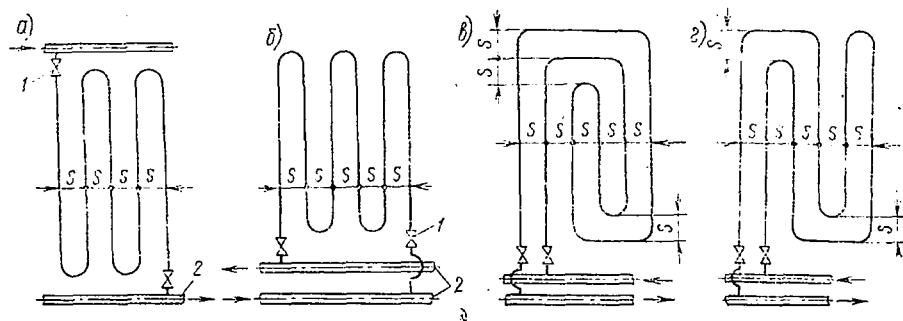


Рис. 1. Схемы змеевиков напольного отопления:
а, б — обычная схема; в, г — бифилярная схема; 1 — отключающий вентиль; 2 — магистральные трубы; s — расстояние между центрами соседних труб (шаг)

Рекомендуемая схема присоединения змеевика к магистралям системы отопления (рис. 2) характерна тем, что змеевик 1 присоединен к подающей магистрали 6 и к обратной магистрали 7 при помощи сгонов 2. Отключение змеевика от магистралей осуществляется пробковыми кранами 5. Количество воды, проходящее через змеевик, изменяется регулировочным вентиляем 8. Для контроля температуры воды на входе и выходе из змеевика используются термометры, устанавливаемые в гильзы 4. Удаление воды и воздуха из змеевика происходит через воздушные пробки 3.

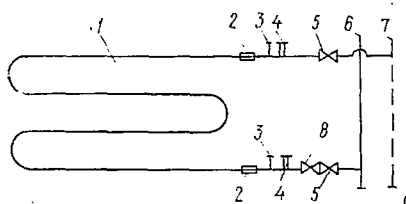


Рис. 2. Принципиальная схема присоединения змеевика к магистралям отопления

Расчетный перепад температур воды в подающей и обратной магистралях принимают по аналогии с обычными системами водяного отопления равным $95 - 70 = 25^\circ\text{C}$. Присоединение системы как к паровым, так и к водяным тепловым сетям рекомендуется осуществлять через водоподогреватель.

Регулирование режима отпуска тепла — центральное качественное, по обычному отопительному графику. Дополнительное местное регулирование теплоотдачи каждого нагревательного элемента (змеевика) осуществляют специальными регулировочными вентилями 8, установленными на ответвлениях от змеевика (см. рис. 2).

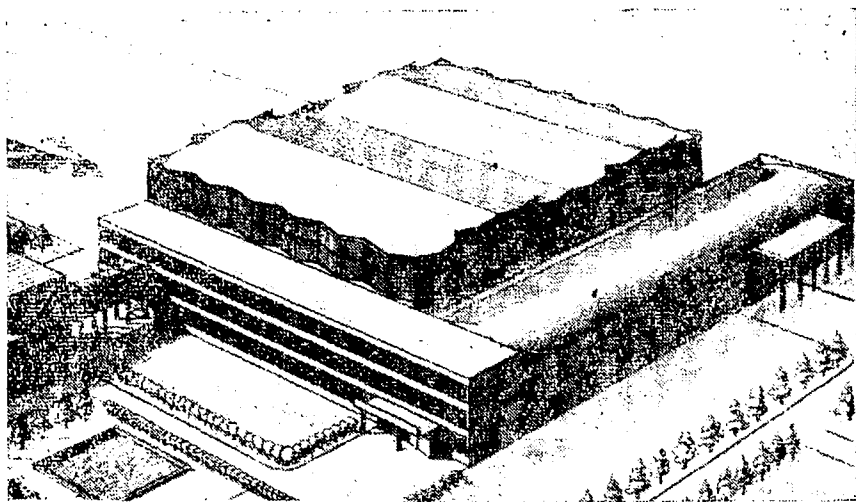


Рис. 3. Ангар, оборудованный системой водяного напольного отопления

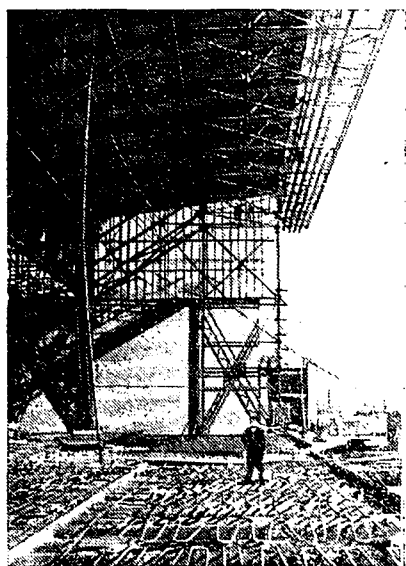


Рис. 4. Нагревательные элементы системы водяного напольного отопления, подготовленные к бетонированию

Общий вид ангарного корпуса, оборудованного системой напольного водяного отопления, и нагревательные элементы, подготовленные к бетонированию в ангаре, приведены соответственно на рис. 3 и 4.

К недостаткам этого вида отопления относятся большие капитальные затраты, большой расход дефицитных стальных труб; сложность замены вышедших из строя трубопроводов, уложенных в монолитном бетонном слое пола, и повышенная потеря тепла в грунт.

Для уменьшения потери тепла в грунт по краям напольной панели, у наружных стен и ворот в основании пола целесообразно устраивать тепловую изоляцию (рис. 5). Согласно данным американской практики эксплуатации напольного отопления вертикальная изоляция дает такой же эффект, что и горизонтальная при равной ширине слоя изоляции. Однако вертикальная изоляция менее эффективна. Горизонтальная изоляция задерживает часть теплового потока, а вертикальная направляет его по более длинному пути. Для обеспечения требуемой температуры пола в этих местах, кроме того, целесообразно повышать температуру панели.

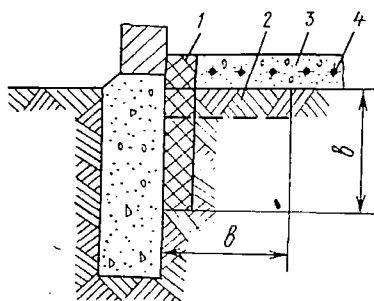


Рис. 5. Варианты расположения тепловой изоляции по краям напольной панели у наружной стенки:

1 — вертикальный слой; 2 — горизонтальный слой; 3 — обогреваемый пол; 4 — нагревательные элементы; a — ширина теплоизоляционного слоя

Обобщение длительного опыта эксплуатации напольного отопления, а также анализ литературных источников показали, что если будут соблюдены правила разработки проектов, монтажа и эксплуатации, срок службы этих систем практически определяется долговечностью конструкции пола.

Использование неметаллических труб в системе водяного напольного отопления. Для широко распространенных систем водя-

ного напольного отопления представляет интерес применение нагревательных элементов из неметаллических трубопроводов. Замена стальных труб, уложенных в бетоне, например на неметаллические гибкие шланги, исключает главное опасение — выход из строя системы напольного отопления из-за коррозии трубопроводов, находящихся в монолитном бетоне.

Применение гибких шлангов для нагревательных элементов дает возможность изготавливать змеевики практически любой конфигурации, в частности, появляется возможность выполнять без особых затруднений змеевики по битфилярной схеме, обеспечивающей наиболее равномерную температуру обогреваемого пола. Кроме того, систему напольного отопления с неметаллическими трубами без дополнительных затрат легко использовать для охлаждения помещений в летнее время.

Одним из примеров применения неметаллических труб является разработанная фирмой *СТС GmbH* (Гамбург, ФРГ) система водяного напольного отопления, где в качестве нагревательных элементов, уложенных в обогреваемый бетонный монолитный слой пола, используются гибкие трубы, изготовленные из синтетических материалов. По данным фирмы, такие трубы допускают температуру воды не более 45°C .

Указанные системы рекомендуются для отопления помещений в общественных и жилых зданиях. Монтаж такой системы не представляет затруднений. Гибкие трубы укладывают непосредственно на основание пола, соблюдая при этом заданные расстояния между смежными ветвями. После закрепления трубопроводов и проверки герметичности системы производят укладку бетона.

Система воздушного напольного отопления. К основным элементам системы воздушного напольного отопления относятся: специальные подпольные каналы, выполненные в бетонном слое пола, распределительный и сборный коллекторы, а также калориферы и вентиляторы, устанавливаемые в специальном помещении и предназначенные для подогрева и подачи воздуха в систему.

Принцип работы такой системы заключается в следующем. Наружный воздух или смесь наружного воздуха и воздуха, забираемого из помещения, нагревается в калорифере до заданной температуры. Нагретый воздух вентиляторами подается по стальным воздуховодам в распределительный коллектор, из которого распределяется по специальным подпольным каналам. Проходя их, воздух прогревает массив пола, обеспечивая требуемую температуру на его поверхности. Охлажденный таким образом воздух направляется в сборный коллектор, откуда поступает или непосредственно в помещение, или на повторный подогрев в калориферы.

В зданиях, имеющих большие проемы для ворот, сборный коллектор целесообразно устраивать вдоль ширины ворот. Это позволяет создать воздушную завесу рабочей зоны от холодных потоков воздуха, проникающего через щели ворот.

Подпольные каналы, являющиеся нагревательными элементами, могут быть выполнены как в монолитном, так и в сборном бетоне. Как вариант такие каналы могут быть выполнены в пустотелых плитах.

Технико-экономические показатели воздушной системы, находящейся в стадии экспериментальной проверки, пока еще не выявлены. По сравнению с системой водяного напольного отопления воздушная не требует дефицитных стальных труб и затрат, связанных с их заменой. Исключается опасность утечки и замерзания теплоносителя.

Однако в этой системе сложно осуществить необходимую герметичность, не исключается также и запыленность воздуха при прохождении его через бетонные каналы. При эксплуатации она требует повышенного расхода электроэнергии, затрачиваемой на подачу необходимого количества воздуха в систему. Для цехов, где по условиям пожарной безопасности рециркуляция воздуха запрещена, требуется повышенный расход тепловой энергии.

Система электрического напольного отопления. Эту систему согласно работам, выполненным красноярским Промстройинипроектом и Всесоюзным научно-исследовательским институтом электрификации сельского хозяйства, рекомендуется применять в помещениях первого этажа зданий, расположенных в районах Восточной Сибири и Крайнего Севера, а также в животноводческих помещениях. За рубежом такое отопление применяют для обогрева жилых и общественных зданий. Во Франции, например, суммарная площадь обогреваемых электричеством полов достигла 500 тыс. м². Установочная мощность систем напольного электроотопления в ФРГ только за 1970 г. возросла на 83% по сравнению с 1969 г.

Увеличение объема применения электроотопления обусловлено в ряде энергосистем выравниванием пиковых нагрузок суточного графика, т. е. использованием электроэнергии в часы минимальных нагрузок, например в ночное время.

Расчеты, проведенные С. Н. Муромским (Академия коммунального хозяйства им. К. Д. Памфилова), показали, что электроотопление аккумуляционного вида может быть целесообразным, если отпускная стоимость электроэнергии 1—2 коп. за 1 квт·ч, а стоимость топлива в 5—8 раз превышает стоимость его для центральных районов. Исходя из этого, применение электрообогреваемых полов, кроме указанных выше случаев, может быть оправдано в небольших помещениях, в уникальных зданиях и в помещениях, где это необходимо по технологическим соображениям. Конструкция электрообогреваемых полов (рис. 6) зависит от наличия увлажнений в помещении и механических воздействий на пол.

В конструкции, приведенной на рис. 6, а, показан электрокабель с заземленной металлической сеткой из стальной проволоки диаметром 2—3 мм с размером ячеек приблизительно 200 мм.

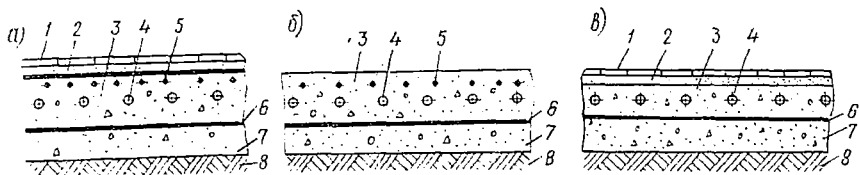


Рис. 6. Конструкция электрообогреваемых полов для общественных и промышленных зданий:

а — при наличии увлажнения и механических воздействий; б — при наличии механических воздействий; в — в сухих помещениях без механических воздействий; 1 — покрытие пола; 2 — выравнивающий слой; 3 — бетонный обогреваемый слой; 4 — электрокабель; 5 — сетка; 6 — гидроизоляция; 7 — бетон или песок; 8 — уплотненный грунт

Сетка должна находиться выше греющего электрокабеля и может быть установлена как в обогреваемом бетонном слое, так и на поверхности его или выше.

Для предохранения электрокабеля от увлажнения в конструкции пола устраивают два слоя гидроизоляции — верхний и нижний. Первый защищает электрокабель от влаги, находящейся в помещении, второй — от влаги, находящейся в грунте.

В помещениях, где отсутствует увлажнение, но имеются механические воздействия на пол, применяют конструкцию пола по рис. 6, б, которая отличается от предыдущей отсутствием верхнего гидроизоляционного слоя.

Для сухих помещений без механических воздействий на пол (рис. 6, в) не предусматривается ни заземленной металлической сетки, ни верхнего гидроизоляционного слоя.

Электрическая схема для электрообогреваемых полов в зависимости от размеров площади пола может быть выполнена в двух вариантах — с одним или несколькими нагревательными элементами. Несколько нагревательных элементов (рис. 7, а) применяется в помещениях со значительной обогреваемой площадью. В помещениях с небольшой обогреваемой площадью (не более $\sim 100 \text{ м}^2$) применяется схема с одним нагревательным элементом (рис. 7, б).

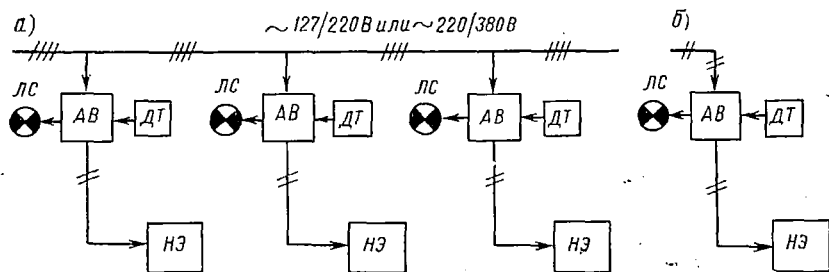


Рис. 7. Схема электрическая структурная для обогреваемых полов: а — многосекционная; б — односекционная; ЛС — сигнальная лампа; АВ — аппарат включения; ДТ — датчик температур; НЭ — секция нагревательного элемента

3. Технические решения системы водяного напольного отопления в транспортных сооружениях за рубежом

В 1946 г. в Лондонском аэропорту введен в эксплуатацию ангар объемом 135 000 м³, оборудованный системой водяного напольного отопления. Здание ангара запроектировано из двух пятипролетных секций площадью 9000 м², позади которых расположена пристройка, где находятся ремонтные мастерские. Для ввода самолетов предусмотрен проем, заполненный пятью парами створчатых ворот. При полном открывании каждые ворота образуют проем шириной 45,7 м и высотой 9,12 м. Температура воздуха в ангаре принята равной +15,5°С.

При расчетной наружной температуре —1,1°С теплотери ангара равны 1,5 Гкал/ч, из которых Гкал/ч восполняется системой напольного отопления и 0,5 Гкал/ч — сорока калориферными установками. Калориферы смонтированы у ворот и на противоположной воротам стене.

Система напольного отопления рассчитана на обеспечение средней температуры пола 26,7°С при искусственной циркуляции теплоносителя. Система присоединена через подогреватель к тепловой сети, имеющей температуру подающей воды 165,6°С и обратной 110°С.

Нагревательные элементы, уложенные в бетон, выполнены из медных труб диаметром 14,4 мм в виде змеевика. Длина трубопровода в одном змеевике 36 м. Расстояние между центрами соседних труб 229 мм. Глубина заложения труб от поверхности бетона 102 мм. Ветви в змеевике скреплены медной полосой. На подводках каждого змеевика установлена запорная арматура.

Эксплуатация ангара показала, что выравнивание температуры воздуха в ангаре после закрывания ворот происходит в течение 20 мин.

В этом же аэропорту в 1966 г. был введен в эксплуатацию еще один ангар, оборудованный системой водяного напольного отопления. Объем ангара 330 000 м³. Размеры в плане 300×50 м, средняя высота 22 м.

В 1946 г. в г. Канкаки (штат Иллинойс США) введена в эксплуатацию лаборатория, оборудованная системой водяного напольно-потолочного отопления. Здание имеет 360 м в длину и 94,5 м в ширину. На систему напольного отопления этого сооружения израсходовано 72 км трубопроводов, выполненных из пудлингового железа, и 2,4 км стальных труб. Система потолочного отопления выполнена из 7,5 км медных трубопроводов диаметром 15 мм, расположенных в специальном слое штукатурки. Змеевики выполнены с шагом от 101 до 254 мм. Расчетная температура воздуха в помещении равна +18,3°С при температуре пола +29,4°С.

Вся система спроектирована из 120 самостоятельных систем с отдельными водонагревателями.

Длина змеевиков, уложенных в бетонное основание пола, принята равной 42 м. Змеевики приварены к коллекторам диаметром 50 мм. Стальные трубы приняты диаметром 16 мм. Эта система оказалась дешевле в эксплуатации, чем любая другая. Всю систему обслуживает один человек. Кроме того, эта система имеет высокие гигиенические качества, так как не способствует возгонке пыли в помещении.

В марте 1946 г. в г. Скенектади (штат Нью-Йорк США) был введен в эксплуатацию ангар для испытательной летной лаборатории фирмы «Дженерал электрик». Ангар с размерами 48×53 м и арочным сводом высотой 5,16 м у стен и 13,7 м в центре пролета.

В целях обеспечения постоянной температуры, необходимой для ремонта и испытаний оборудования, была создана система водяного напольного отопления. В то время эта система была одна из наиболее крупных в США. Общая длина трубопроводов, проложенных в полу, составляет 6,6 км. Трубы диаметром 42 мм выполнены из пудлингового железа. Система отопления рассчитана на требуемую температуру пола, равную 29,5°С при температуре горячей воды в трубах 54,5°С. Расстояние между трубами переменное; в центре оно составляет 455 мм, у ворот около северной и западной стен — 305 мм. Система смонтирована из 20 змеевиков. Толщина слоя бетона, в котором размещены трубы, равна 200 мм.

Там, где трубы пересекают температурные швы, предусмотрены П-образные компенсаторы (рис. 8), имеющие асбестовую сегментную изоляцию, которая покрыта слоем войлока.

Длина наибольшего змеевика 530 м, а его диаметр 32 мм. Система отопления (рис. 9 и 10) подключена к тепловой сети при помощи водоподогревателя. Перед укладкой бетона система прошла гидравлические испытания давлением 10 ат. После чего из трубопроводов спускалась вода и змеевики испытывались воздухом при том же давлении. Сварные стыки были проверены мыльным раствором.

Для выявления экономичности этой системы (в первый отопительный период) была проведена специальная регистрация расходов топлива в зависимости от температуры наружного воздуха.

Испытания, проведенные с 1 ноября 1946 г. до 1 мая 1947 г., показали, что по сравнению с традиционным воздушным отоплением при напольной системе за один сезон получается экономия топлива 22,7%.

Наиболее суровым месяцем отопительного периода был февраль со средней температурой — 5,2°С. Как показали вычисления, в этом месяце экономия составила 26%. Следовательно, при более суровых климатических условиях применение напольной

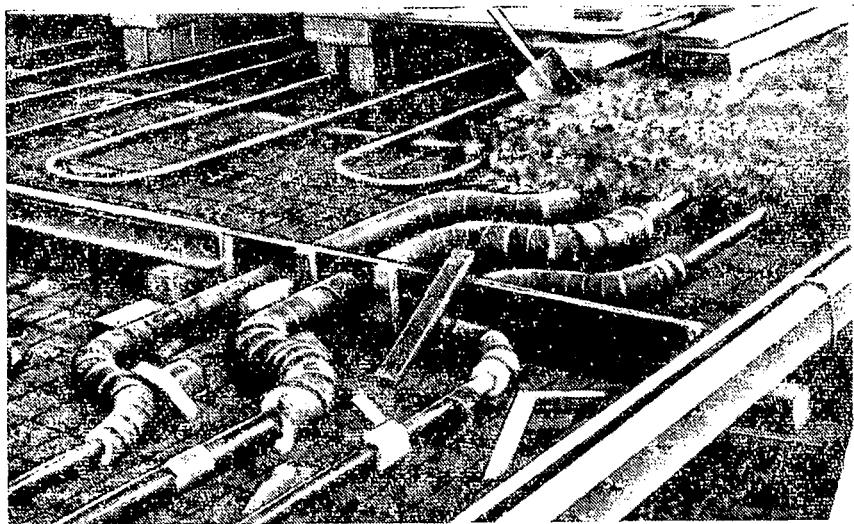


Рис. 8. Расположение компенсаторов на магистральных трубопроводах в местах пересечения температурно-усадочных швов бетонных карт

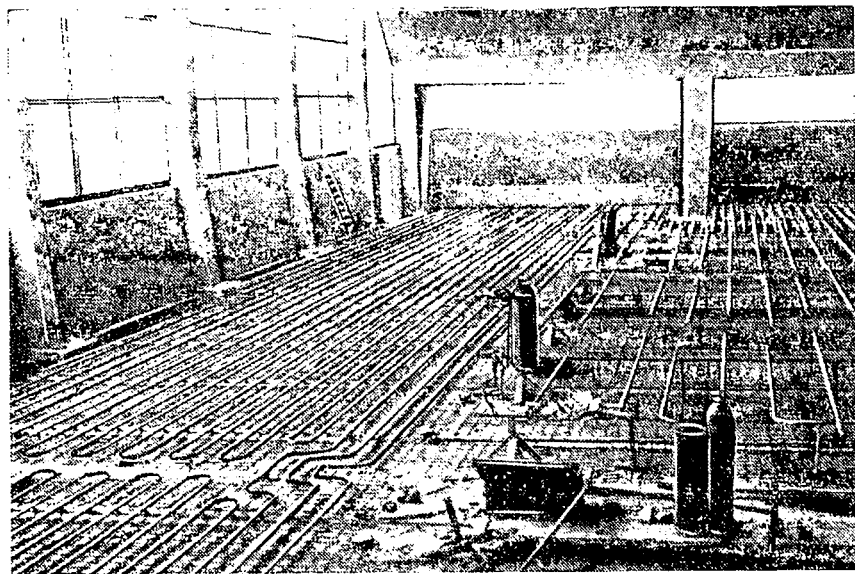


Рис. 9. Общий вид системы трубопроводов водяного напольного отопления перед бетонированием

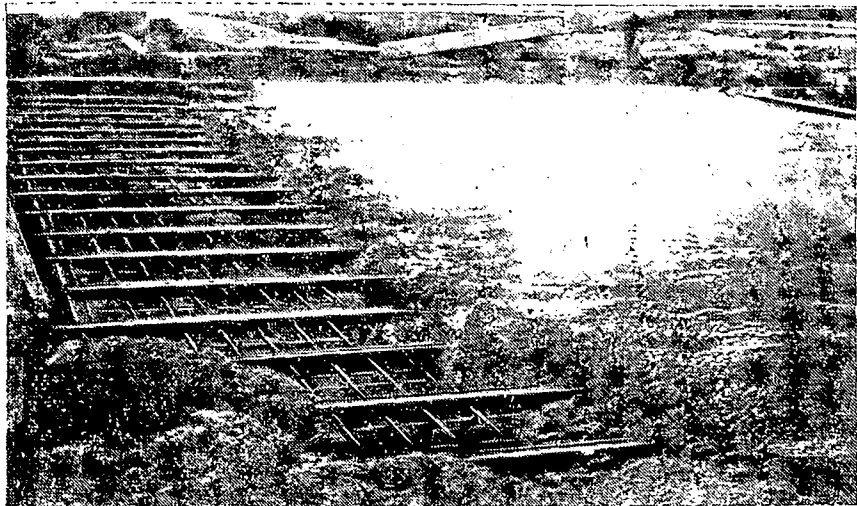


Рис. 10. Укладка бетонного раствора

системы обеспечивает большую экономию. Экономия эксплуатационных затрат при напольной системе окупает ее несколько большую установочную стоимость по сравнению с традиционной воздушной системой отопления. Градиент температур по вертикали не превышал 1°C .

В 1954 г. в ФРГ авиакомпанией Люфтганза в аэропорту Гамбург — Фюльсбюттель для самолетов гражданской авиации было осуществлено строительство ангара объемом $220\ 000\ \text{м}^3$.

Чтобы обеспечить в таком крупном сооружении необходимую температуру воздуха в зимний период, была проанализирована целесообразность применения следующих систем отопления: традиционно применявшейся воздушной, электрической и газовой с подвесными нагревательными элементами, водяной, напольной и комбинированной.

В результате проведенного анализа решено осуществить отопление ангара при помощи комбинированной системы: основной водяной напольной и дополнительной — электрической с подвесными нагревательными элементами. При этом, так же как и в США, было установлено, что такая система по сравнению с другими, несмотря на большую стоимость, является наиболее экономичной в эксплуатации.

Ввиду отсутствия в ФРГ опыта устройства напольного отопления при строительстве данного ангара был использован английский опыт.

Однако в противоположность английскому способу в этом ангаре применен однослойный бетонный пол толщиной 35 см. Вместо

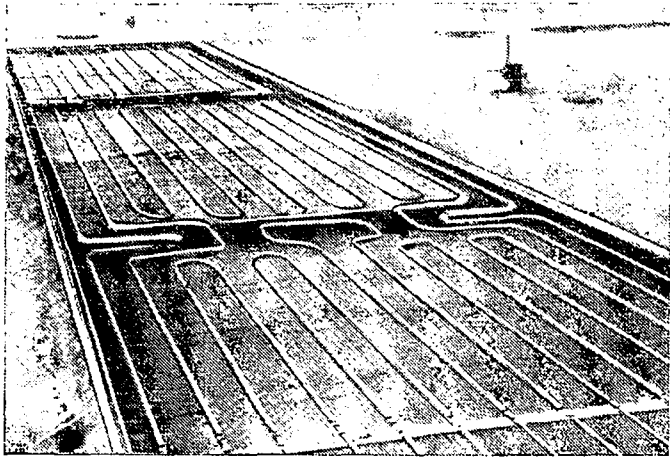


Рис. 11. Общий вид смонтированных трубопроводов напольного отопления

медных труб в системе напольного отопления (рис. 11) — стальные диаметром 20, 25 и 32 мм. Расстояние между центрами во всех случаях принято 585 мм; заглубление труб 80—100 мм. Чтобы исключить образование трещин в полу при нагревании замоноличенных трубопроводов, предварительно были проведены опыты на экспериментальной плите размером 1,8×1,4 м.

В результате было установлено, что допустимый перепад температур между трубой и поверхностью бетона, исключающий возможность образования трещин, должен быть не более 35° С.

Покрытие бетонного пола толщиной 3—5 см состоит из цемента, огнеупорных примесей и искусственных материалов из серии

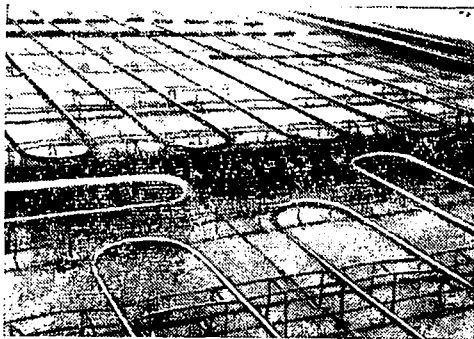


Рис. 12. Детали элементов системы водяного напольного отопления

поливинилацетатных. Этот слой, как показали предварительные испытания образцов, беспыльный, плотный и стойкий при действии бензина, масел и реактивных горючих. Покрывающий слой обладает достаточной прочностью на растяжение и сжатие.

Змеевики системы отопления (рис. 12) установлены на специальные опоры — каркасы из стальных прутьев. Расстояние между опорами 2 м.

Во время бетонирования трубопроводы находились под давлением, а расположенные их по высоте постоянно контролировались.

Система отопления в течение двух отопительных сезонов 1954/55 г. и 1955/56 г. работала вполне удовлетворительно, создавая требуемую температуру воздуха в рабочей зоне как на уровне пола, так и по высоте. Бетонные покрытия также прошли эксплуатационные испытания и находились в хорошем состоянии.

Глава II

ТЕПЛОВОЙ РЕЖИМ И ТЕПЛОПТЕРИ В ТРАНСПОРТНЫХ СООРУЖЕНИЯХ, ОБОРУДОВАННЫХ НАПОЛЬНЫМ ОТОПЛЕНИЕМ

4. Характеристика теплового режима и основные теплопотери

Сложность создания заданного теплового режима в транспортных сооружениях объясняется технологическими, объемно-планировочными и эксплуатационными особенностями. Эти особенности обуславливают значительную потребность в тепловой энергии на нужды отопления и неравномерность потребления ее в течение суток.

В пассажирских помещениях большого объема со значительной высотой большая площадь световых проемов и частое открывание дверей вызывают мощные ниспадающие потоки холодного воздуха и повышенную инфильтрацию, затрудняющие обеспечение требуемого теплового режима.

Помещения ангарных участков и стойловые помещения депо, также имеющие большие объемы и значительную площадь световых проемов, отличаются следующими особенностями, которые резко увеличивают теплопотери. В таких помещениях устраивают большегабаритные ворота для ввода и вывода воздушных судов и других видов транспортной техники. В воротах имеются конструктивные, монтажные и эксплуатационные щели, которые обуславливают интенсивное проникновение холодных потоков воздуха в рабочую зону. Кроме того, при открывании ворот происходит резкое переохлаждение цеха. Большое количество тепла также требуется для обогрева воздушных судов, локомотивов и вагонов, введенных в цех для ремонта. В зимнее время без специального подогрева воздуха в кабинах затрудняется и удлиняется техническое обслуживание и ремонт транспортной техники.

Тепловая мощность системы напольного отопления равна сумме следующих видов теплопотерь: трансмиссионные теплопотери Q_1 , т. е. обычные теплопотери через ограждения; теплопотери в грунт Q_2 ; теплопотери от инфильтрации Q_3 ; тепло, необходимое для обогрева транспортной техники, Q_4 ; тепло, необходимое для нагревания воздуха, проникающего в помещение при открывании ворот, Q_5 ; тепло, необходимое для нагревания воздуха в кабинах самолетов, Q_6 . Последняя величина ничтожно мала по сравнению с другими, поэтому ее в общую потребность тепла на нужды отопления, как правило, не включают, а учитывают при определении мощности теплового пункта.

Первые три слагаемых представляют собой теплопотери зданием при так называемом установившемся тепловом режиме, т. е. при закрытых воротах. При этом режиме потребность в тепловой энергии на нужды отопления при постоянной температуре наружного воздуха и скорости ветра является также постоянной величиной.

Сумма всех шести слагаемых характеризует потребность в тепловой энергии при неустановившемся тепловом режиме помещения. Эта величина является переменной в течение суток даже при постоянных температуре наружного воздуха и скорости ветра.

В ряде сооружений максимальное значение тепловой энергии при этом неустановившемся режиме превышает основные теплопотери в 2 раза и более.

При открывании ворот температура воздуха в помещении резко снижается, особенно в ангарах, а восстановление ее в помещениях такого большого объема происходит медленно.

Продолжительность неустановившегося теплового режима измеряется отрезком времени, начиная с момента открывания ворот и до выравнивания температуры воздуха в помещении до заданного первоначального значения.

В начальный период неустановившегося режима при открытых воротах отопительные устройства цеха заметного влияния на изменение температуры воздуха в нем не оказывают. В это время тепловой режим в цехе становится практически неуправляемым и зависит в основном от температуры наружного воздуха, направления и скорости ветра. Заметное повышение температуры воздуха в цехе наблюдается только после закрывания ворот благодаря значительной тепловой аккумуляции обогреваемого пола и его основания.

В этот период из-за низкой температуры воздуха работа в цехе прекращается и возобновляется только после выравнивания температуры. Как показала практика, в ангарах гражданской авиации в течение смены вывод и последующий ввод самолетов иногда осуществляются несколько раз.

Для сокращения периода неустановившегося теплового режима в таких сооружениях необходимо иметь дополнительную мощность систем отопления. При резком изменении потребности в тепле в

течение рабочей смены система отопления должна работать на соответствующих режимах, увеличивая или уменьшая теплоотдачу.

Практика эксплуатации ангарных корпусов выявила необходимость осуществления для обогрева таких сооружений комбинированной системы отопления основной — напольной и дополнительной — воздушной (или воздушной, укомплектованной с системой с подвесными тепловыми излучателями). При этом напольная система, как правило, компенсирует основные теплопотери при установившемся тепловом режиме.

Воздушная система предназначена для обеспечения защиты рабочей зоны от проникновения холодных потоков воздуха через щели ворот, а также для ускорения выравнивания температуры после их открывания. Система должна работать с минимальной теплоотдачей при установившемся тепловом режиме цеха и максимальной при неустановившемся. При совместной работе на долю основного отопительного устройства должна приходиться большая тепловая нагрузка. При этом дополнительные отопительные устройства должны находиться в строгой тепловой и конструктивной увязке с основными устройствами напольного отопления.

Особое внимание при разработке проекта должно быть уделено применению технических решений, направленных на сокращение теплопотерь.

В ангарных цехах расчетное количество тепла, необходимого для отопления, может быть значительно снижено, а экономичность теплоснабжения повышена путем осуществления следующих мероприятий.

1. Минимальное применение световых фонарей в покрытии.

Если наличие фонарей не вызывается необходимостью аэрации цеха, то применять их не рекомендуется из-за повышенной фильтрации воздуха, а также потому, что при значительной высоте ангаров световые фонари должны иметь эффект не дают.

Конструкции световых фонарей, применяемые в ангарных цехах, как правило, предусматривают одинарное остекление. В местах сопряжений стекла и переплета, как правило, имеется большое количество щелей.

Инфильтрация воздуха в помещениях зависит не только от ветрового давления, но и от разности давлений в помещении, определяемого разностью уровней нижних и верхних щелей, а также плотностью холодного и теплого воздуха. Щели в световых фонарях и щели в притворах ворот при заданном перепаде температур обуславливают в помещениях наибольшую инфильтрацию. Следует отметить, что трансмиссионные потери тепла через одинарное остекление в 4—5 раз больше, чем теплопотери через конструкцию покрытия.

2. Применение в ангарах двойного остекления вместо одинарного.

Это позволит уменьшить примерно в 2 раза не только трансмиссионные потери тепла, но и теплотери от инфильтрации через заполнения световых проемов.

3. Применение более совершенных резиновых уплотнений притворов у ворот, например из морозостойкой резины.

По сравнению с металлическими уплотнениями это дает возможность довести раскрытие щелей до минимального значения не более 5 мм (без уплотнений 25—30 мм), что значительно сократит теплотери от инфильтрации. Эксплуатационная надежность уплотнений притворов у ворот может быть повышена путем применения подогрева нижних направляющих ворот, что и осуществляется в американской практике.

4. В ангарных цехах дополнительно рекомендуется: при вводе или выводе самолетов сократить до минимального значения время нахождения ворот в открытом положении и снизить его зимой до 10 мин; вводить в ангар или выводить из ангара самолеты в нерабочее время; выдерживать интервал между вводами самолетов примерно 2 ч; предусматривать специальные ворота для въезда автотранспорта, оборудованные воздушной завесой.

Реализация указанных мероприятий позволит не только существенно сократить ежегодные затраты на отопление, но и уменьшить мощность дополнительных отопительных устройств.

5. Тепловой режим в помещениях при напольном отоплении

Длительное время оставались не выясненными теплотехнические качества систем напольного отопления, а соответственно и тепловой режим, создаваемый ими в помещениях. Отсутствие этих данных резко ограничивало применение напольного отопления.

Результаты отечественных исследований говорят о том, что системы напольного отопления должны найти достойное место в практике современного строительства, так как они обладают высокими теплотехническими качествами.

В 1957 г. Л. Б. Чернин и П. Л. Ползун¹ на основании эксплуатационной проверки системы водяного напольного отопления в здании вокзала пришли к выводу о целесообразности устройства подобного отопления и рекомендовали проводить дальнейшие исследования в этой области.

В 1963 г. К. В. Тихомиров (Казанский инженерно-строительный институт) обобщил опыт эксплуатации водяного напольного отопления в вокзале и жилом здании. Помещения, оборудованные

¹ См. статью «Из опыта работы панельного отопления в здании вокзала». «Водоснабжение и санитарная техника», 1957, № 2, с. 15—17.

напольным отоплением, в общественном здании имели высоту 6,8—9,5 м. Покрытие обогреваемых полов мозаичное на бетонном основании; толщина защитного слоя бетона от поверхности до трубы 60 мм. Расстояние между соседними трубами, расположенными в бетоне, 400 и 600 мм. Теплоносителем являлась горячая вода с температурой 90°С.

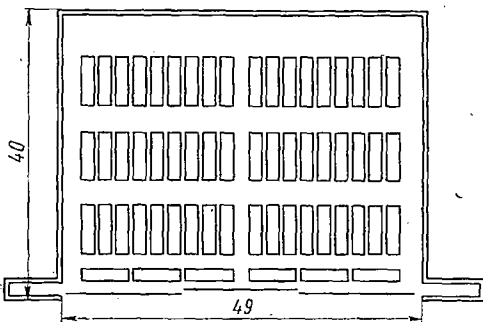


Рис. 13. План ангара с размещением змеевиков водяного напольного отопления

Обследование этих систем показало, что макси-

мальная температура пола составляла 32°С. Система отопления в течение 10 лет не требовала ремонта. Конвективные токи воздуха в помещении оказались значительно слабее, чем в помещениях с радиаторным отоплением.

На основании обследования К. В. Тихомиров рекомендовал применять для регистров трубы различных диаметров: в общественных зданиях — 25 мм, в промышленных — 42—48 мм.

Наиболее фундаментальные исследования с целью изучения эффективности напольного отопления были проведены в действующем ангаре Л. И. Горецким и В. Е. Тригопи в течение отопительного сезона 1958/59 г.

В ангаре (рис. 13) нагревательные элементы — змеевики размещены в бетонном слое пола толщиной 200 мм. Общая площадь пола составляет 1960 м²; из них обогреваемая — 720 м². Панели размещены в глубину от 4 до 38 м от ворот. При полностью открытых воротах в ангаре образуется проем 49×14 м. В результате тщательно проведенных многочисленных измерений температуры воздуха в ангаре как в течение установившегося, так и в течение неустановившегося тепловых режимов был сделан вывод, что такое отопление способно обеспечить необходимые условия воздушной среды в помещениях с большим объемом и значительной высотой. Характерной особенностью воздушного режима ангара при этом отоплении является постоянная температура по высоте. Из графиков (рис. 14) видно, что при напольном отоплении достигается равномерное распределение температуры по всему объему помещения. Между тем эпюры температур, построенные на расстоянии от ворот соответственно 2 и 8 м, не являются достаточно равномерными по высоте.

Наличие интенсивной инфильтрации холодного воздуха через щели ангарных ворот и отсутствие непосредственно у ворот обогреваемого пола вызвали над этим участком пола резкое снижение температуры воздуха в нижней зоне (рис. 14, а), начиная от

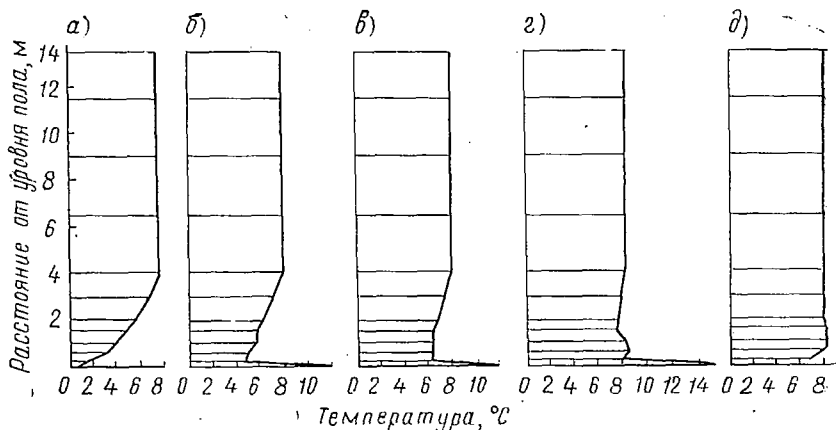


Рис. 14. Графики температуры воздуха в ангаре с напольным отоплением при расстоянии от ворот:
 а — 2 м (над необогреваемым полом); б — 8 м; в — 20 м; г — 32 м; д — 38 м (везде над обогреваемым полом)

уровня пола и до высоты 4 м. Причем на уровне пола температура оказалась близкой к 0°C .

Следует заметить, что зимой в большинстве ангаров, оборудованных системой традиционного воздушного отопления, температура на поверхности большей части пола тоже близка к нулю, а в некоторых случаях становится отрицательной.

Из графиков рис. 14, а, б и в видно, что чем дальше от ворот расположен участок, тем меньше влияют холодные потоки инфильтрационного воздуха на температуру в цехе; на участках же, показанных на рис. 14, г и д, температура в цехе является постоянной по всей высоте помещения.

Существенной конструктивной особенностью системы напольного отопления является наличие компенсационных устройств на греющих трубах, расположенных в монолитном бетоне. Применение их значительно усложняет конструкцию, увеличивает стоимость, а в ряде случаев является причиной снижения эксплуатационной надежности системы.

Длительное время отказ от установки компенсаторов на трубах, уложенных в бетоне, не был теоретически обоснован. Такое обоснование сделал Н. М. Артюшенко при проведении Научно-исследовательским институтом санитарной техники работ по применению панельной системы отопления ленточного типа в помещениях подземных сооружений Киевского метростроя. Исследования проводились в туннелях диаметром 3,75 и 6 м. Опытным участком являлся монолитный обогреваемый плитус длиной 950 м с нагревательным элементом в виде стальной трубы, по которой циркулировала горячая вода. В процессе исследований резко изменялась температура воды от 5 до 75°C . При этом даже волосяных трещин в бетонном плитусе не наблюдалось. После испытаний эта

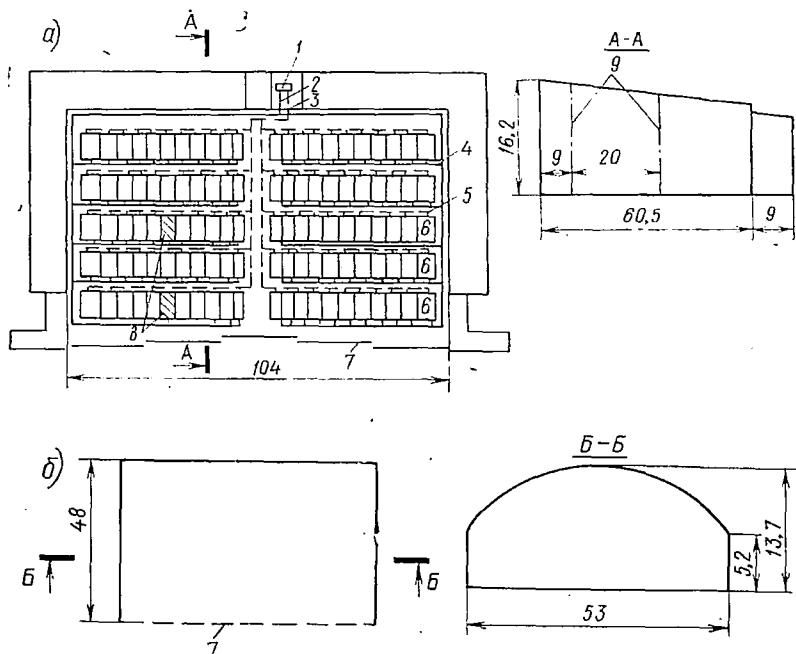


Рис. 15. План и поперечный разрез ангара:

a — отечественного; *б* — в г. Скенектали, США, штат Нью-Йорк; 1 — тепловой узел; 2 и 3 — подающая и обратная магистрали системы; 4 и 5 — разводящие трубопроводы; 6 — нагревательные элементы; 7 — ангарные ворота; 8 — нагревательные элементы, где проводились исследования; 9 — вертикаль для измерения температуры воздуха

система обогрева была сдана в эксплуатацию. Во время эксплуатации в течение 8 лет этот обогреваемый бетонный плинтус не имел разрушений. Кроме того, на основании проведенных исследований сделан вывод о целесообразности первоначального прогрева подземных сооружений при помощи греющих трубопроводов, расположенных в бетонных плинтусах. Такая система в указанных сооружениях обеспечивает равномерную температуру воздуха; градиент температур по высоте был равен нулю.

В течение отопительного сезона 1964/65 г. ГПИ НИИ ГА была испытана¹ система водяного напольного отопления действующего ангара (рис. 15).

Помещение имеет ширину 104 м, глубину 60,5 м при средней высоте 14 м. С трех сторон ангара находятся пристройки. Дополнительных отопительных устройств в ангаре не имеется. Система отопления состоит из двух ветвей и общей разводящей магистрали. Каждая ветвь (рис. 16) имеет по пяти лежаков, к которым

¹ В испытаниях принимали участие инженеры М. Н. Федоров, Г. К. Первой, В. С. Репин и другие.

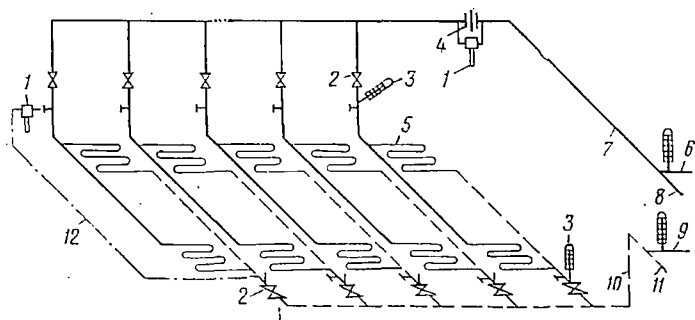


Рис. 16. Схема трубопроводов левой ветви системы напольного отопления ангара:

1 — дифференциальный манометр; 2 — запорное устройство; 3 — термометр; 4 — камерная диафрагма; 5 — змеевик; 6 — подающая магистраль; 7 и 8 — подающие трубопроводы левой и правой ветвей; 9 — обратная магистраль; 10 и 11 — обратные трубопроводы левой и правой ветвей; 12 — соединительный трубопровод

присоединены по параллельной схеме 20 отдельных змеевиков диаметром 42 мм. Расстояние между трубами змеевика 400 мм.

Проведенные теплотехнические балансовые испытания системы включали определение фактической тепловой нагрузки системы и отдельных ее составляющих — теплоотдачи в помещение и потери тепла в грунт. Перед испытаниями были выявлены непрогреваемые участки пола и отрегулировано гидравлическое сопротивление отдельных ветвей системы. Тепловая нагрузка системы (ккал/ч) определялась как произведение перепада температур на расход воды в системе, измеренный камерной диафрагмой с дифференциальным манометром, установленными на подающей магистрали:

$$Q_c = Gc(t_1 - t_2), \quad (1)$$

где G — расход воды в системе, кг/ч;

c — теплоемкость воды, ккал/кг·град;

t_1 и t_2 — температура воды соответственно в подающей и обратной магистралях системы отопления, град.

Теплоотдача (ккал/ч) была определена двумя способами — по уравнению теплопроводности (2) и уравнению теплового баланса помещения (3):

$$Q_{пл} = \frac{\lambda}{\delta} (\tau_{с.л.1} - \tau_{с.л.2}) F, \quad (2)$$

где λ — коэффициент теплопроводности материала слоев пола, расположенных над трубой, ккал/м·ч·град;

δ — толщина рассматриваемого слоя над трубой, м;

$\tau_{с.л.1}$ и $\tau_{с.л.2}$ — средняя температура соответственно на нижней и верхней границах данного слоя, град; принимаются как средние арифметические;

$$Q_{пл} = a(\tau_{пл} - t_{в}) F, \quad (3)$$

где α — коэффициент теплоотдачи пола, ккал/м²·ч·град;
 $t_{пл}$ и $t_{в}$ — средняя температура поверхности пола и воздуха в помеще-
нии, град;

F — обогреваемая площадь пола, м².

Коэффициент теплоотдачи пола проверялся аналитически по величинам, измеренным в процессе испытания системы.

Потери тепла в грунт определялись по уравнению теплопроводности или по следующему уравнению теплового баланса (как разность между нагрузкой системы и ее теплоотдачей в помеще-
ние):

$$Q_2 = Q_c - Q_{пл}. \quad (4)$$

В процессе испытаний системы отопления на двух участках обогреваемого пола, в середине и на краю панели (см. рис. 15, поз. 8) были измерены температуры массива пола и подстилающего грунта. Измерение производилось самопишущими электронными потенциометрами типа ЭПП-09М (рис. 17) и специально изготовленными хромель-копелевыми термомпарами (рис. 18), установленными на нескольких уровнях ниже чистого пола.

Температуру воды в трубах замеряли лабораторными термометрами с делением шкалы через 0,1°С, а температуру среды и ограждающих конструкций — как лабораторными (рис. 19) термометрами, так и термомпарами; показания последних фиксировались самопишущими электронными потенциометрами типа ЭПП-09М и периодически (через 20 мин) при помощи переносного потенциометра ПП-1 с переключателем.

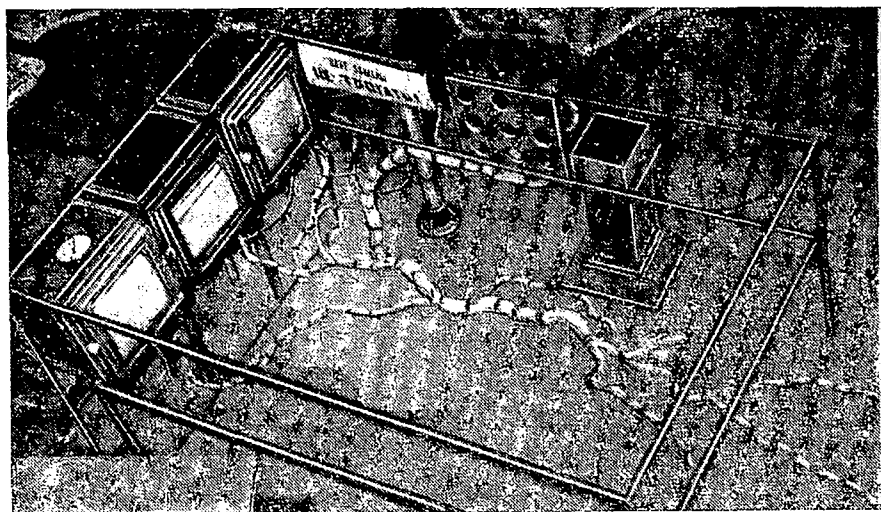


Рис. 17. Установка потенциометров в ангаре

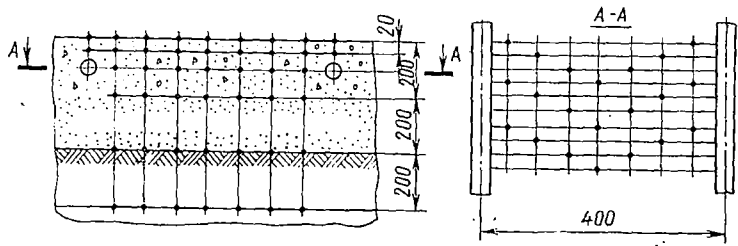


Рис. 18. Конструкция обогреваемого пола и расположение термпар в массиве и основании

Регистрация всех измерений производилась через каждые 20 мин в рабочее время в течение января, февраля и марта 1965 г. Тепловая нагрузка двух предварительно тарированных лежачков определялась при помощи дифференциальных манометров ДТ-50 по формуле (1).

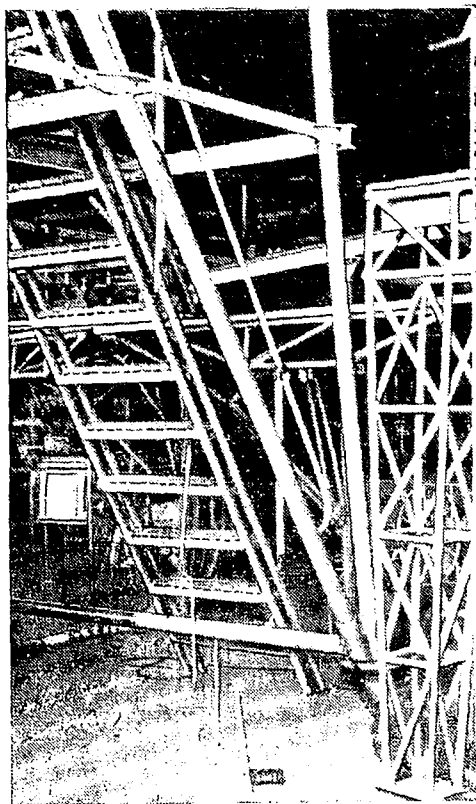


Рис. 19. Установка термометров для измерения температуры воздуха по высоте ангара

Полученное температурное поле в массиве обогреваемого пола (рис. 20) показывает, что максимальная температура на его поверхности находится непосредственно над трубой нагревательного элемента.

С увеличением глубины происходит менее заметное снижение температуры как по вертикали, так и по горизонтали. На глубине примерно 600 мм температура массива выравнивается.

Из графиков (рис. 21) видно, что средняя температура поверхности нагрева равна на крайней панели $23,8^{\circ}\text{C}$, на средней $24,2^{\circ}\text{C}$.

Непосредственно над поверхностью пола температура резко снижается и доходит до 6°C на уровне двух метров. Затем с увеличением высоты она повышается до $7,1^{\circ}\text{C}$ и далее; начиная с высоты трех метров температура сохраняется постоянной и равной $7,1^{\circ}\text{C}$ над краем и серединой панели.

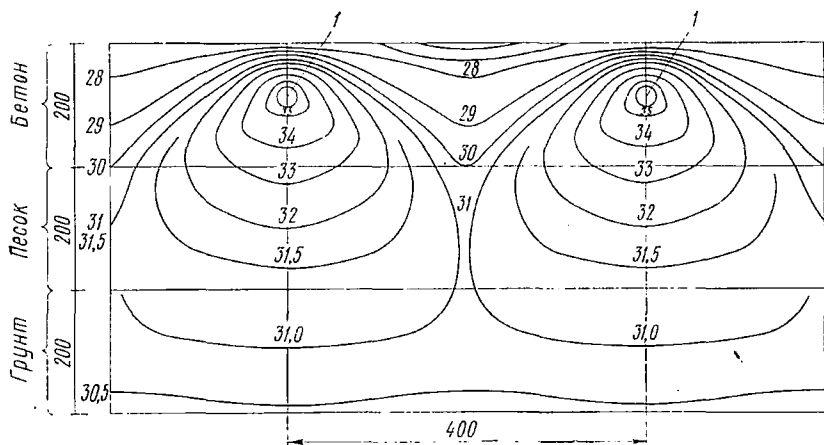


Рис. 20. Изометрические линии в напольной панели, расположенной на грунте:

1 — труба нагревательного элемента

Снижение температуры воздуха над поверхностью пола объясняется наличием холодных потоков воздуха, распространяющихся от ворот в середину ангара.

Выявленная равномерность распределения температуры воздуха в ангаре не противоречит ранее полученным данным и доказывает эффективность напольного способа обогрева подобных сооружений.

В результате балансовых испытаний установленные потери тепла в грунт в течение января — марта составили: для крайней

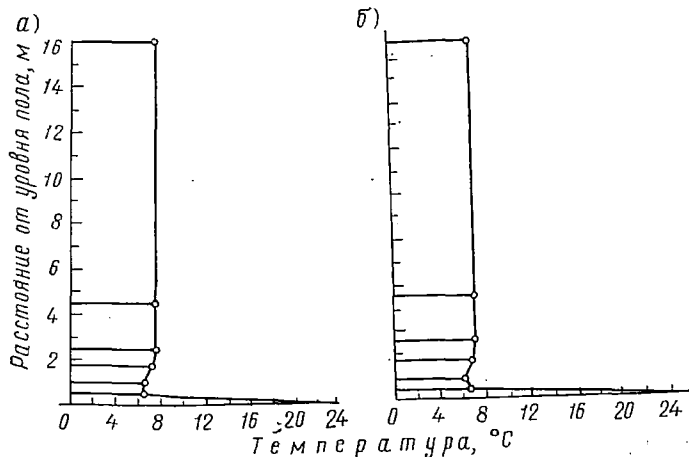


Рис. 21. Распределение температуры воздуха по высоте ангара при расстоянии от ворот: а—9 м; б—29 м.

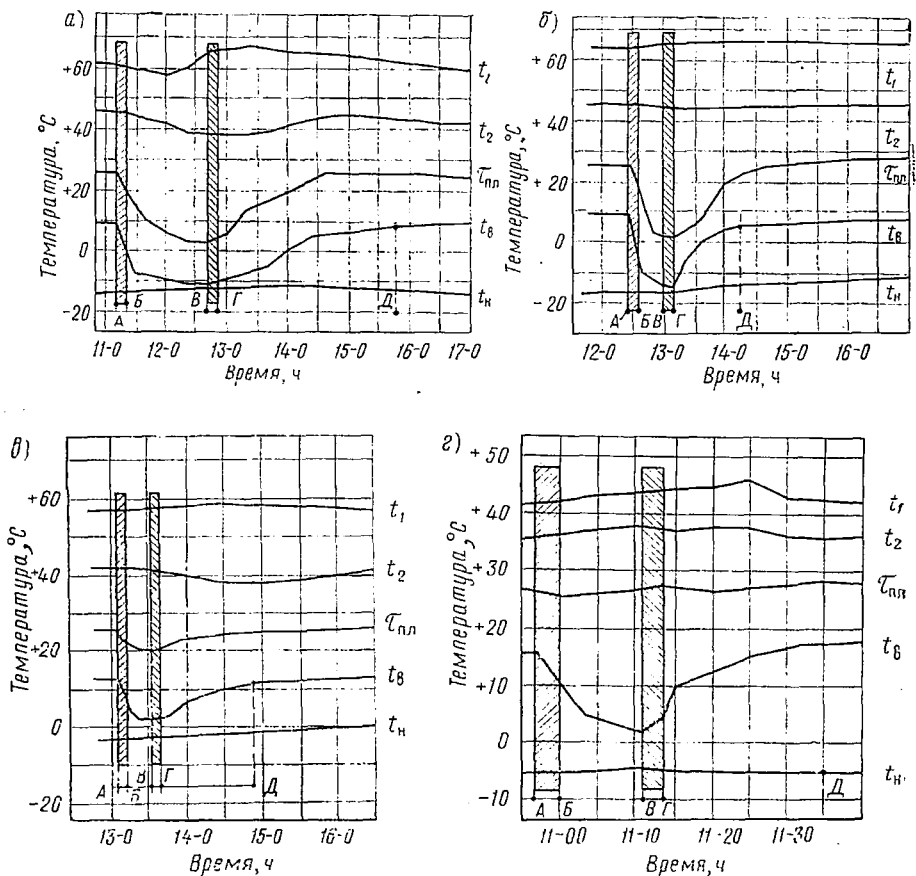


Рис. 22. Изменение температуры в ангаре при открытых и закрытых воротах: *а* — при выезде и вводе самолета ТУ-114; *б* — при вводе самолета ТУ-104; *в* — при выводе самолета ТУ-104; *г* — кривые температур, полученные при опытах в ангаре г. Скенектэди (США, штат Нью-Йорк)

В случаях *а*, *б* и *в* температура измерена на высоте 2,5 м, а в случае *г* — на высоте 1,53 м от уровня пола

Обозначения: *АВ* — период открывания ангарных ворот; *ВГ* — период закрывания ворот; *АД* — период неустойчившегося теплового режима; t_1 и t_2 — температура воды соответственно в подающей и в обратной магистралях системы отопления; $\tau_{пл}$ — средняя температура пола; $t_в$ — температура воздуха в помещении; $t_н$ — температура наружного воздуха

панели — 5—8%, для средних — 2—3% теплоотдачи. Из этого следует, что для таких крупных сооружений, как ангары, потери тепла в грунт составляют примерно 5% теплоотдачи пола. С уменьшением обогреваемой площади эта величина должна увеличиваться.

Характер изменения температуры воздуха в период неустойчившегося режима в ангарах, оборудованных напольным отоплением (рис. 22), изучался в процессе постоянной регистрации зна-

чений следующих температур: воздуха в помещении, наружного воздуха, пола и теплоносителя в системе.

Регистрация температур проводилась в течение рабочей смены, начиная с момента открывания ворот, при выводе и последующем вводе самолета, а также в процессе выравнивания температуры воздуха до заданного первоначального значения.

Из рис. 22 видно, что в течение неустановившегося теплового режима наблюдается следующее изменение температур: при открывании ворот температура воздуха t_v резко понижается, доходит до своего минимума перед закрыванием ворот и после закрывания начинает медленно повышаться. Аналогичное изменение уровней претерпевает и средняя температура пола. Однако на рис. 22, *в* и *г* почти не наблюдается изменения температуры пола при открывании ворот. Это можно объяснить тем, что ворота были открыты на более короткое время при сравнительно высокой температуре наружного воздуха. Чем больше промежуток времени с момента открывания ворот и до полного их закрывания, тем больший перепад температур воздуха наблюдается в ангаре и тем больше период времени затрачивается на выравнивание температуры.

При выводе и последующем вводе самолета типа ТУ-114 (см. рис. 22, *а*) время, затраченное с момента открывания и до полного закрывания ворот, составляет 1 ч 40 мин. В этом случае на выравнивание температуры воздуха потребовалось около 3 ч 10 мин. При вводе самолета ТУ-104 (рис. 22, *б*) время нахождения ворот в открытом положении равно 40 мин. Выравнивание температуры воздуха произошло за 1 ч 15 мин.

При выводе самолета ТУ-104 (см. рис. 22, *в*) ворота были открыты 35 мин, а период выравнивания температур составил 60 мин. Выравнивание температуры, представленное на графике (см. рис. 22, *г*), произошло через 25 мин при нахождении ворот в открытом положении 15 мин.

Следует отметить, что периоды нахождения ворот в открытом положении, указанные в опытах на рис. 22, *а—в*, максимальные и не являются характерными для ангаров. Они были установлены при испытаниях специально для определения периода выравнивания температуры воздуха в ангаре после открывания ворот. В настоящее время период нахождения ворот в открытом положении не превышает 30 мин.

Анализ кривых, представленных на рис. 22, *а—г*, дает основание полагать, что промежуток времени выравнивания температуры воздуха в ангаре, оборудованном напольным отоплением без воздушно-тепловой защиты у ворот, равен примерно удвоенному времени нахождения ворот в открытом положении. Этот вывод подтвердился также исследованиями, проведенными кафедрой «Отопления, вентиляции и кондиционирования воздуха» Московского инженерно-строительного института им. В. В. Куйбышева в 1970 г.

Опыт эксплуатации ангаров гражданской авиации показывает также, что продолжительность неустановившегося теплового режима может быть значительно уменьшена как путем применения воздушно-тепловой защиты у ворот и осуществления работы системы напольного отопления на форсированном режиме, так и путем сокращения времени ввода и вывода самолетов.

6. Интенсивность обогрева холодных самолетов в ангарных цехах с напольным отоплением

До последнего времени при проектировании отопления в ангарных цехах количество тепла, необходимого для обогрева холодных самолетов, введенных в ангар, учитывалось по аналогии с обогревом железнодорожных вагонов. При расчете теплотерь принимались те же коэффициенты часового поглощения тепла, которые ранее были рекомендованы Указаниями по проектированию отопления и вентиляции производственных и вспомогательных зданий промышленных предприятий СН7-57 и другими руководствами по проектированию отопления и вентиляции. Часовое поглощение тепла составляло за первый час 50%, за второй час — 30 и за третий час — 20% общего количества тепла, необходимого для обогрева вагонов в помещении.

Однако теплотехнические свойства обшивки самолетов, их конфигурация и способ обогрева помещений, где находятся самолеты, не соответствуют условиям обогрева подвижного состава. Кроме того, как показали исследования, проведенные лабораторией «Отопления и вентиляции» Всесоюзного научно-исследовательского института транспортного строительства, даже для подвижного состава нормативные данные неверны — вагоны поглощают тепло гораздо медленнее. Это обстоятельство свидетельствовало о необходимости проведения специальных исследований с целью получения коэффициентов поглощения тепла самолетами.

В 1969 г. такие исследования были осуществлены ГПИ и НИИ ГА (Аэропроект)¹.

В действующих ангарах производилась регистрация температуры обшивки только что введенных самолетов. Начало измерения температуры соответствовало моменту полного закрывания ангарных ворот. Измерения заканчивались, когда температура обшивки самолета и воздуха в ангаре достигала одинаковой, расчетной величины.

Интенсивность изменения температуры обшивки характеризует степень поглощения самолетом тепла. На основании этого положения был вычислен коэффициент часового поглощения тепла холодными самолетами, введенными в ангар.

¹ В испытаниях принимали участие инженеры М. Н. Федоров, В. С. Репин и Т. А. Ботяшина.

Испытания проводились в двух ангарах, в каждом по два опыта. Первый ангар предназначен для ремонта самолетов типа ТУ-104 со снятыми плоскостями. Он имеет 126 м в длину и 62,3 м в ширину при высоте 12 м до нижних поясов ферм. Во втором ангаре размером 87×60 м проводился профилактический ремонт.

Измерение температуры обшивки и воздуха измерялось при помощи медь-константановых термопар и переносного потенциометра типа ПП-1 с переключателем. Кроме того, температура воздуха контролировалась лабораторными ртутными термометрами с делением шкалы через 0,1° С.

Термопары были прикреплены к обшивке самолета сразу же после его установки в ангаре на заданном месте.

В начальный момент испытаний температура воздуха в цехе имела наиболее низкое значение, но все же была выше температуры обшивки самолета.

Благодаря действию системы отопления в помещении происходило постепенное повышение температуры воздуха и температуры обшивки. Поскольку температура воздуха повышается быстрее, чем температура обшивки, поверхность самолета покрывалась конденсатом, который в первый момент замерзал, затем по мере повышения температуры таял и испарялся, после того как температура обшивки превышала температуру точки росы.

Регистрация значений температур выполнялась через каждые 15—20 мин в течение всего цикла, т. е. до полного выравнивания температуры воздуха и обшивки.

За расчетные принимались температуры, измеренные в конце первого, второго, третьего и т. д. часа, начиная с момента полного закрывания ворот.

Расчетная температура обшивки определялась как средняя из значений температур, измеренных в различных точках в начальный период испытаний,

$$\tau_c = \frac{\sum \tau_n}{n}, \quad (5)$$

где $\sum \tau_n$ — сумма значений температур на обшивке самолета, измеренных в отдельных точках;

n — число измерений.

На основании величин, вычисленных по формуле (5), были построены кривые изменения температуры воздуха и обшивки самолета в цехе.

Коэффициент часового поглощения тепла самолетом определялся как отношение разности температур обшивки самолета за расчетный час к разности температур воздуха в цехе и обшивки самолета в начальный момент испытаний, т. е. после закрепления термопар на обшивке самолета, установленного на заданном месте в ангаре.

Коэффициент, учитывающий часовое поглощение тепла самолетом, определялся по следующим формулам:
за первый час

$$b_1 = \frac{\tau_1 - \tau_c}{t_B - \tau_c}; \quad (6)$$

за второй час

$$b_2 = \frac{\tau_2 - \tau_1}{t_B - \tau_c}; \quad (7)$$

за третий час

$$b_3 = \frac{\tau_3 - \tau_2}{t_B - \tau_c}. \quad (8)$$

В этих формулах τ_1 , τ_2 и τ_3 — средние арифметические температуры обшивки самолета соответственно в конце первого, второго и третьего часа.

Анализ изменения температуры обшивки самолета в ангаре (рис. 23) показал, что основное тепло поглощается самолетами в течение первого часа. В опытах эта величина составила соответственно 73; 73 и 75% количества тепла, необходимого для обогрева самолетов. Окончательное выравнивание температуры обшивки самолета и воздуха в цехе происходит довольно медленно.

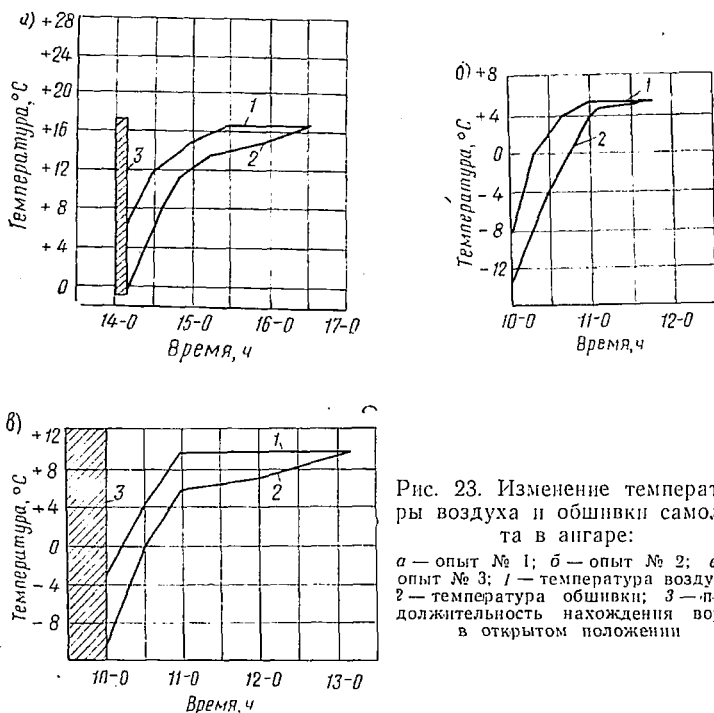


Рис. 23. Изменение температуры воздуха и обшивки самолета в ангаре:

а — опыт № 1; б — опыт № 2; в — опыт № 3; 1 — температура воздуха; 2 — температура обшивки; 3 — продолжительность нахождения ворот в открытом положении

В некоторых опытах оно произошло только к концу четвертого часа.

Результаты проведенных опытов показали, что величина коэффициента, учитывающего интенсивность поглощения тепла самолетами, в 1,5 раза больше рекомендованной ранее и почти в 2 раза превышает соответствующую величину, определенную исследованиями¹ в 1967 г.

Количество тепла, поглощаемого холодными самолетами в цехе, зависит от ряда факторов: времени нахождения ворот в открытом положении при вводе самолета; разности температур между обшивкой самолета и воздухом цеха; тепловой мощности системы отопления; времени выравнивания температуры в цехе после открывания ворот; материала обшивки самолетов, их конфигурации, а также других факторов. Влияние каждого из этих факторов при небольшом числе проведенных опытов учесть не представилось возможным.

Следует отметить также, что внедряемые мероприятия по сокращению продолжительности ввода самолетов в ангарный цех и устройство специальной воздушно-тепловой защиты у ворот позволят не только значительно сократить время выравнивания температуры в цехе после открывания ворот, но и ускорить обогрев самолетов, введенных в ангар. В результате перечисленных мероприятий увеличится расчетное количество тепла, поглощенного самолетами за первый час.

Результаты, полученные при обработке данных натурных испытаний, позволяют сделать следующий вывод: для расчета теплотерянь ангарным цехом рекомендуется принимать величину коэффициента, учитывающего поглощения тепла самолетами за первый час, равной 0,75 общего количества тепла, поглощаемого самолетами в цехе. Однако необходимо заметить, что эти рекомендации базируются на довольно ограниченных опытных данных.

Глава III

ТЕПЛОТЕХНИЧЕСКИЕ И ГИДРАВЛИЧЕСКИЕ РАСЧЕТЫ НАПОЛЬНОГО ОТОПЛЕНИЯ

7. Исходные данные для теплотехнического расчета

В процессе проведения теплотехнических расчетов напольного отопления определяют: количество тепловой энергии, необходимой для компенсации теплотерянь; теплоотдачу панели и тепловую

¹ См. А. М. Листов. Общая методика определения мощности отопления. В сб. «Исследование нестационарных отопительных режимов производственных железнодорожных зданий». Труды ЦНИИИС, Вып. 61. М., «Транспорт», 1967, с. 5—12.

мощность системы; величину обогреваемой площади пола и его конструктивные размеры; длину нагревательных элементов и расстояние между трубами, уложенными в полу, а также выявляется необходимость применения дополнительных отопительных устройств и их теплопроизводительность.

В качестве исходных данных для проектирования напольного отопления должны быть указаны: температура воздуха в помещении $t_{в}$, соответствующая требованиям санитарных норм и требованиям технологии производственных процессов; высота рабочей зоны, расположение рабочих мест в помещении, определяющее среднюю температуру пола; теплозащитные качества ограждающих конструкций; продолжительность нахождения ворот в открытом положении и частота их открывания в течение рабочей смены; число смен и их продолжительность в течение суток; наличие щелей, величина их раскрытия и место расположения их в световых проемах и в проемах ворот; вид и параметры теплоносителя в тепловых сетях.

В соответствии с санитарными нормами и требованиями производственных процессов температура воздуха в помещениях должна находиться в пределах 16—20° С.

Средняя температура пола зависит от назначения здания и принимается для вокзалов в соответствии с требованиями санитарных норм равной 26° С, причем в местах с постоянным пребыванием людей эту температуру принимают не более 24° С, а в местах с эпизодическим пребыванием людей — около 28° С.

Для промышленных цехов ангарного типа в настоящее время не имеется обоснованных рекомендаций по выбору температуры поверхности обогреваемого пола. Поэтому на практике допустимую среднюю температуру на поверхности пола принимают исходя из расположения рабочих мест в цехе, технологических требований к тепловому режиму помещения и других факторов.

Технологические процессы, осуществляемые в цехах ангарного типа, не требуют, как правило, постоянно закрепленных рабочих мест на уровне пола. Основные рабочие места расположены на уровнях первой и второй площадок дока, т. е. примерно на расстоянии 3—5 м от поверхности пола. Причем на значительной площади пола вообще отсутствуют рабочие места.

Ангарные цехи характеризуются повышенным расходом тепловой энергии на нужды отопления. Учитывая особенности, изложенные выше, при проектировании отопления в ангарных цехах стремятся получить максимальную теплоотдачу от напольной системы, а поэтому среднюю температуру на поверхности пола, где имеются рабочие места, в расчетный период принимают предельно возможной (до 35° С).

Основная часть теплопотерь, а в ряде ангарных цехов и все теплопотери компенсируются за счет теплоотдачи пола. В помещениях создается тепловой режим, удовлетворяющий повышенным требованиям ремонта самолетов и их сложного оборудования.

При проектировании системы напольного отопления в ангарных цехах температуру пола принимают в зависимости от времени пребывания людей на обогреваемом полу: в местах с постоянным пребыванием людей 26—30°С; в местах с эпизодическим пребыванием людей до 35°С, а на участках пола, где нет рабочих мест, до 40°С.

Как показала практика эксплуатации ангарных цехов, временное повышение температуры пола у персонала неприятных ощущений не вызывает. Это объясняется тем, что расчетный период с повышенной температурой пола при минимальной наружной температуре имеет продолжительность всего 2—4 дня в течение отопительного сезона. В другое время температура пола снижается в зависимости от повышения температуры наружного воздуха, согласно графику регулирования температуры теплоносителя в системе отопления.

Температуру обогреваемых полов над проветриваемыми подпольями в северной климатической зоне рекомендуется принимать 26—28°С для жилых комнат и 29—31°С в гардеробах, прачечных и душевых.

В ряде случаев при составлении задания на проектирование не учитывают наличие щелей в конструкциях, заполняющих проемы, условно считая, что их не должно быть. В действительности щели в обрамлениях, заполняющих проемы ворот, и особенно в притворах образуются в результате особенностей изготовления конструкций, их монтажа и эксплуатации, обычно не предусматриваемых в проектных решениях. Обследования действующих промышленных сооружений, в том числе ангаров и депо, показали, что теплотери от инфильтрации составляют примерно 100%, а иногда и более по отношению к основным трансмиссионным теплотериям. В связи с этим предусмотренная проектом мощность системы отопления в таком сооружении не может обеспечить заданный тепловой режим.

Если в задании на проектирование такие данные отсутствуют, то их рекомендуется принимать на основании результатов обследования аналогичных сооружений, находящихся в эксплуатации. Так, например, обследование современных ангаров в аэропортах гражданской авиации показало, что в эксплуатационных условиях величина раскрытия щелей составила в притворах: 30 мм для горизонтальных нижних щелей, 25 мм для горизонтальных верхних щелей, 35 мм для вертикальных между стеной и примыкающей створкой; между смежными створками — 25 мм. В притворах ворот железнодорожных депо раскрытие щелей доходит до 100 мм.

Интенсивная инфильтрация холодного воздуха, резко снижающая температуру воздуха в помещении, должна быть компенсирована дополнительными отопительными устройствами, если имеется резервная тепловая мощность в действующих сооружениях. В противном случае работа производится в условиях, не допустимых по действующим требованиям.

Значительная величина тепловых потерь от инфильтрации обуславливает необходимость применения ограждений с минимальным количеством щелей и обязательного устройства уплотнений в притворах. Во всех случаях эта составляющая теплотеря должна быть учтена при проектировании.

8. Особенности расчета составляющих теплотеря в крупных сооружениях

Трансмиссионные теплотеря Q_1 при разработке проекта напольного отопления, как правило, определяют по обычной методике согласно требованиям СН и П II-Г. 7—62.

Этот способ расчета теплотеря для помещений, оборудованных напольным отоплением, не учитывает имеющую место при передаче тепла излучением повышенную температуру внутренних поверхностей и дает заниженные результаты.

Фактическую температуру поверхностей ограждений следует определять при решении системы уравнений теплового баланса ограждений помещения.

Потери тепла в грунт Q_2 зависят от размеров отапливаемого помещения, величины площади обогреваемого пола в помещении. Их рекомендуется принимать (на основании опытных данных): для ангаров и тому подобных крупных сооружений — 5%, для зданий меньшего объема — ориентировочно 10% теплоотдачи напольного отопления.

Для оценки величины Q_2 следует предварительно определить теплоотдачу обогреваемого пола.

Следует отметить, что потери тепла в грунт теплоотдачей обогреваемого пола не компенсируются. Они учитываются только при определении тепловой нагрузки системы отопления и при выборе мощности оборудования теплового пункта.

До последнего времени определение теплотеря от инфильтрации Q_3 представляло определенные трудности. Между тем в зданиях большого объема и значительной высоты, к которым относятся ангары, депо, аэровокзалы и другие крупные сооружения транспорта, эта составляющая является одной из основных статей расходов тепла.

Разработанная доцентом кафедры «Отопления, вентиляции и кондиционирования воздуха» МИСИ им. В. В. Куйбышева канд. техн. наук В. П. Титовым методика позволяет рассчитать теплотеря от инфильтрации в помещениях транспортных сооружений подобного типа. Сравнение результатов теплотеря, рассчитанных по данной методике, и фактических расходов тепла ангарными цехами дает наиболее близкое совпадение.

Количество тепла (ккал/ч), необходимого для обогрева воздушных судов и других видов транспортной

техники или материала, поступающего в помещение, за первый час определяется по формуле

$$Q_4 = \sum G_M c_M (t_B - t_M) b_1, \quad (9)$$

где G_M — масса металлических частей или материала, кг;
 c_M — теплоемкость материала, ккал/кг·град;
 t_B — требуемая температура воздуха в помещении, град;
 t_M — температура материала, град. Температура материалов, поступающих в помещение, принимается: для металлов и металлических изделий равной температуре наружного воздуха, т. е. $t_M = t_H$; для неметаллических материалов на 10°C выше, чем температура наружного воздуха;
 b_1 — коэффициент, учитывающий интенсивность поглощения тепла, зависящий от типа транспортной техники, его конфигурации, материала, мощности системы отопления, занимаемого объема по отношению к отапливаемому объему помещения и других факторов.

Так, например, для вагонов электросекций поездов коэффициент поглощения тепла за первый час не превышает 0,4, а для самолетов величина его равна 0,75 (см. главу II, п. 6).

При определении количества тепла, необходимого для обогрева холодных самолетов, введенных в ангар, в течение расчетного часа в формуле (9) учитывается только вес металлических частей. Опыты показывают, что неметаллические предметы, находящиеся внутри фюзеляжа, в течение первого часа без специального обогрева не прогреваются.

Количество тепла, поглощаемого холодными самолетами, может быть определено также по табл. 2.

Таблица 2

Расход тепла Q_4 в тыс. ккал/ч для обогрева вводимых в ангар самолетов без горючего за первый час

Тип самолета	Перепад температур, °C						
	20	25	30	35	40	45	50
ТУ-114	216	270	324	380	434	488	542
ТУ-104	114	144	173	201	231	260	290
ТУ-124	60	74	88	102	116	130	144
ИЛ-18	90	113	135	158	180	203	225
ИЛ-14	36	45	56	64	74	83	92
ИЛ-12	30	42	53	57	68	77	88
АН-10	80	110	131	152	174	195	216
АН-24	25	44	53	62	71	80	89
АН-2	7	9	11	13	15	17	19
ЛИ-2	17	22	27	32	36	41	46

Количество тепла, необходимого для нагревания воздуха, проникающего через открытые ворота Q_5 , зависит от времени нахождения ворот в открытом положении, направления ветра, отношения высоты ворот к высоте помещения, объема помещения, размеров проема ворот, коэффициента расхода и других факторов.

Методика определения количества тепловой энергии, необходимой для нагревания воздуха, проникающего через открытые проемы ворот Q_5 , разработана ЦНИИСом Минтрансстроя и приведена в трудах института (М., «Транспорт», 1967, выпуск 61).

Количество тепла, необходимого для нагревания воздуха в кабинах самолетов Q_6 и в вагонах, рекомендуется определять из условия обеспечения положительной температуры внутри кабины или салона примерно за 5—10 мин после ввода самолета или вагона в цех. Практика эксплуатации ангаров в аэропортах показывает, что это соответствует примерно десятикратному обмену внутреннего воздуха. Следует отметить, что за этот отрезок времени становится положительной температура воздуха и в цехе.

Исходя из этого положения, расчетная формула для определения количества тепла при нагревании воздуха в кабинах имеет вид

$$Q_6 = 10 V_k c \rho (t_b - t_n), \quad (10)$$

где V_k — объем кабины, м³;

c — теплоемкость воздуха, ккал/кг·град;

ρ — плотность воздуха, кг/м³;

t_b — температура воздуха в кабине, принимаемая равной температуре воздуха в цехе по санитарным нормам, град;

t_n — начальная температура воздуха в кабине (рекомендуется принимать равной температуре наружного воздуха), град.

9. Теплопередача в массивной панели на грунте

В помещениях с напольным отоплением процесс теплообмена источников тепла с наружным воздухом осуществляется по следующей схеме. Тепло от трубопроводов, расположенных в бетонном слое, передается к поверхности пола — панели. Панель отдает тепло конвекцией, а также прямым и косвенным излучением внутренним поверхностям наружных ограждений, которые в свою очередь передают его наружному воздуху.

В инженерной практике расчет теплообмена источников тепла с наружным воздухом выполняют в два этапа: производят расчет теплообмена в помещении, а затем рассчитывают теплопередачу в массивной панели.

Теплообмен в помещении подробно рассмотрен в специальной литературе.

В настоящей главе приводится методика расчета теплопередачи в массивной панели, являющаяся специфической для систем напольного отопления.

При установившемся тепловом режиме в помещении заданная температура воздуха может быть обеспечена при условии равенства двух величин теплоотдачи панели и теплопотерь помещения.

Количество тепла, отдаваемого панелью в помещение, характеризуется коэффициентом теплоотдачи пола и разностью температур пола и воздуха и определяется по формуле (3). Коэффициент теплоотдачи пола (ккал/м²·ч·град) в этой формуле, включающий передачу тепла конвекцией и излучением, вычисляется из выражения

$$\alpha = \alpha_k + \alpha_d \frac{\tau_{пл} - \tau_{ст}}{\tau_{пл} - t_n}, \quad (11)$$

где

$$\alpha_k = 1,86 (\tau_{пл} - t_n)^{1,25}; \quad (12)$$

$$\alpha_d = \varepsilon C_0 \frac{T_{пл}^4 - T_{ст}^4}{T_{пл} - T_{ст}} \Phi; \quad (13)$$

ε — приведенная степень черноты системы;

C_0 — коэффициент излучения абсолютно черного тела, равный 4,96 ккал/м²·ч·°К;

$\tau_{ст}$ — средняя температура внутренних поверхностей ограждений, °С;

$T_{пл}$ и $T_{ст}$ — абсолютные температуры соответственно пола и ограждений, °К;

Φ — полный коэффициент облученности тепловоспринимающих поверхностей тепловой панелью.

При расчете количества тепла в помещении, переданного излучением от панели, полный коэффициент облученности Φ принимают равным сумме отдельных коэффициентов облученности панелью каждой из тепловоспринимающих поверхностей ϕ .

Помещения, оборудованные напольным отоплением, при расчете теплообмена излучением отличаются следующей особенностью. Одна поверхность — тепловая панель (в данном случае обогреваемый пол) расположена в замкнутом пространстве, т. е. окружена со всех сторон тепловоспринимающими поверхностями. При определении полного коэффициента облученности в таких помещениях благодаря этой особенности используют свойство замкнутости лучистых потоков, при котором сумма отдельных коэффициентов облученности с обогреваемого пола (индекс 1) в сторону всех тепловоспринимающих окружающих поверхностей (индекс j) равна единице, т. е.

$$\Phi = \sum \phi_{1-j} = 1. \quad (14)$$

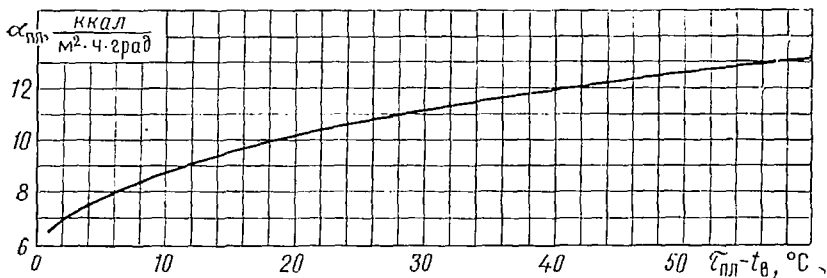


Рис. 24. Коэффициент теплоотдачи пола в зависимости от разности температур между поверхностью пола и воздухом в помещении

Для облегчения расчетов коэффициент теплоотдачи пола рекомендуется принимать по графику (рис. 24) в зависимости от разности температур пола и воздуха $t_{пл} - t_{в}$, а температуры $T_{пл}$ и $T_{ст}$ — средние по площади.

Температура окружающей среды и средняя температура поверхности пола задана санитарными нормами и требованиями технологии производственных процессов.

Для того чтобы получить требуемую среднюю температуру поверхности пола, необходимо разработать соответствующую конструкцию напольной панели и определить расположение в ней нагревательных элементов.

При проектировании конструкция панели для каждого помещения разрабатывается индивидуально на основании теплотехнического расчета.

Особенность такого расчета массивной панели с источниками тепла состоит в том, что закономерность распределения тепла в ней определяется большим числом факторов. Основные из них следующие: расстояние между трубами в змеевике s ; глубина заложения труб h ; температура $t_{ср}$ и скорость движения теплоносителя v ; теплопроводность материала панели λ ; диаметр d_n и теплопроводность трубы $\lambda_{тр}$; температура воздуха в помещении $t_{в}$; коэффициент теплоотдачи пола α ; сопротивление теплопередаче грунта $R_{гр}$ и др.

Сложность определения температуры пола состоит еще и в том, что большинство указанных факторов являются взаимозависимыми.

Для разработки методики расчета массивной панели с источниками тепла нами был использован метод электро моделирования и применен электроинтегратор ЭГДА-9/60, работающий на токопроводящей бумаге.

Возможность использования метода электротепловой аналогии для расчета температурных полей в сложных конструкциях греющих панелей объясняется полным соответствием процессов теплопроводности и электропроводности. Подобие этих физических яв-

лений устанавливается аналогией следующих тепловых и электрических величин:

Q — тепловой поток, ккал/ч;

τ — температура, град;

$\tau_1 - \tau_2$ — температурный перепад, град;

$R_{\text{терм}}$ — термическое сопротивление, м·ч·град/ккал;

λ — теплопроводность, ккал/м·ч·град;

I — сила электрического тока, Кл/с;

U — потенциал, В;

$U_1 - U_2$ — разность потенциалов, В;

$R_{\text{эл}}$ — электрическое сопротивление цепи, с·В/Кл;

$\frac{1}{\rho}$ — электропроводность, Кл·м/мм²·с·В.

Эти величины выявляются из уравнений зависимости тепловых и электрических параметров:

$$Q = \frac{\tau_1 - \tau_2}{R_{\text{терм}}} \quad \text{и} \quad I = \frac{U_1 - U_2}{R_{\text{эл}}} . \quad (15)$$

Перечисленные аналоговые тепловые величины описывают процесс теплопередачи лишь в массиве конструкции, так как среди величин электропроводности нет прямого аналога коэффициенту теплоотдачи α , характеризующему граничные условия теплопередачи.

Аналогия граничных условий достигалась добавлением эквивалентных слоев, соответствующих сопротивлению теплоотдаче наружной и внутренней поверхностей.

Отопительная панель передает тепло не только в помещение, но и через грунт в наружный воздух. При моделировании распределение тепловых потоков в панели оказалось достаточно равномерным в сторону помещения и неравномерным — в сторону грунта. Несимметрия условий теплоотдачи вызвала необходимость моделирования в два этапа. На первом этапе выявлялся общий характер распределения тепла в грунте под панелью. Во втором на основе результатов первого этапа определялись температурные поля в конструкции фрагмента панели со «средним» трубопроводом.

В основу выбора геометрических характеристик модели были положены типовые конструкции обогреваемого пола. Для каждой модели шаг изменялся от 200 до 1000 мм. Наряду с изменением шага между трубами s изменялся диаметр d_n .

Решение задачи на модели фрагмента пола с «крайними» трубами не выполнялось, так как их роль в процессе теплопередачи в массивной панели практически весьма незначительна.

Расчеты показали, что потери тепла в грунт не превышают 5% теплоотдачи в помещение. Эта величина была также определена и в натуральных испытаниях системы отопления в действующем цехе.

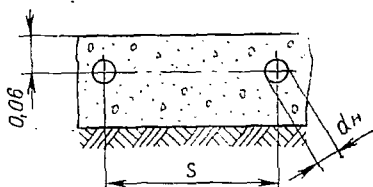
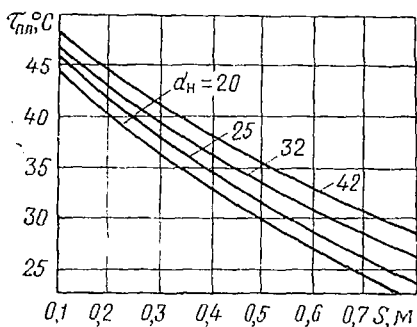


Рис. 25. Зависимость средней температуры обогреваемого пола от расстояния между соседними трубами в панели, полученная при решении задачи на электронинтеграторе ЭГДА 9/60

На основании полученных данных построены зависимости средней температуры поверхности пола от шага между трубами s (рис. 25).

При анализе кривых выведена эмпирическая зависимость, которая рекомендуется для определения шага между трубами в напольной панели, расположенной на грунте и имеющей сопротивление теплопередачи грунта около $10 \text{ м}^2 \cdot \text{ч} \cdot \text{град}/\text{ккал}$, а иногда и более:

$$s = 45 d_{\text{н}} - \left(2025 d_{\text{н}}^2 - \frac{c}{a} \right)^{1/2}, \quad (16)$$

где c и a ($\frac{1}{\text{м}^2}$) — вспомогательные коэффициенты:

$$c = 1 - \frac{\alpha (\tau_{\text{пл}} - t_{\text{в}}) R_{\text{об}}}{t_{\text{ср}} - t_{\text{в}}}; \quad (17)$$

$$a = 0,0007 \frac{1}{(\lambda_{\text{ср}} \cdot R_{\text{об}})^{1/3} d_{\text{н}}^{2/3}}; \quad (18)$$

$R_{\text{об}}$ — общее сопротивление теплопередачи пола, $\text{м}^2 \cdot \text{ч} \cdot \text{град}/\text{ккал}$;

$$R_{\text{об}} = R_{\text{в}}' + R'_{\text{ст.тр}} + R_{\text{м}} + R_{\text{н}}; \quad (19)$$

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

$$t_{\text{ср}} = \frac{t_1 + t_2}{2}; \quad (20)$$

$\lambda_{\text{ср}}$ — средневзвешенный коэффициент теплопроводности всех слоев пола, расположенных над трубами, $\text{ккал}/\text{м} \cdot \text{ч} \cdot \text{град}$;

$R_{\text{в}}'$ — сопротивление тепловосприятию от теплоносителя к стенке трубы, приведенное к 1 м^2 поверхности пола, $\text{м}^2 \cdot \text{ч} \cdot \text{град}/\text{ккал}$;

$R'_{\text{ст.тр}}$ — сопротивление теплопередаче стенки трубы, приведенное к 1 м^2 поверхности пола, $\text{м}^2 \cdot \text{ч} \cdot \text{град}/\text{ккал}$;

R_m — сопротивление теплопередаче массива пола,
м²·ч·град/ккал;

$R_{и}$ — сопротивление теплоотдаче пола,
м²·ч·град/ккал;

t_1 и t_2 — температура теплоносителя, начальная и конечная, град.

Уравнение (16) получено для нагревательных элементов диаметром не более 50 мм; оно справедливо при относительном шаге не менее 5 и не более 25 мм. Физический смысл такого условия заключается в том, что при значениях относительного шага более указанной величины тепловая интерференция труб в напольной панели, расположенной на прунте, практически не наблюдается.

В процессе конструирования панели при необходимости оценки относительного шага эту величину рекомендуется определять по выражению, полученному из уравнения (16):

$$\frac{s}{d_{и}} = 45 - \left(2025 - \frac{c}{a_1}\right)^{1/2}. \quad (21)$$

Вспомогательный коэффициент a_1 , входящий в формулу (21), в этом случае вычисляется по формуле

$$a_1 = 0,0007 \left(\frac{d_{и}}{\lambda_{сп} R_{06}}\right)^3. \quad (22)$$

Определение расстояния между центрами соседних труб (шага труб) s по формулам (16) и (21) не вызывает затруднений, так как исключает необходимость применения сложных формул и использования вспомогательных таблиц.

10. Теплотехнический расчет водяного и воздушного отопления

В практике проектирования системы напольного отопления могут быть заданы или параметры теплоносителя или конструкция обогреваемого пола. В первом случае расчет является конструктивным, в процессе выполнения которого при определенной температуре поверхности пола устанавливаются его конструктивные элементы, во втором — поверочным, где определяются средняя температура пола и параметры теплоносителя, а если задана температура пола, то определяются параметры теплоносителя.

При проектировании систем водяного напольного отопления теплотехнический расчет, как правило, является конструктивным, а воздушного — поверочным.

Рекомендуется следующий метод теплотехнического расчета водяной системы напольного отопления.

Определяют количество тепла, необходимого для компенсации теплотерь помещения.

Задаваясь средней температурой на поверхности пола, вычисляют удельную теплоотдачу пола (ккал/м²·ч) по уравнению

$$q = \alpha(\tau_{пл} + t_v), \quad (23)$$

где α — коэффициент теплоотдачи пола, определяемый по формуле (III), ккал/м²·ч·град;

$\tau_{пл}$ — средняя температура поверхности пола, град;

t_v — температура воздуха в помещении, град.

Для облегчения расчетов значения коэффициента теплоотдачи пола рекомендуется определять по графику (см. рис. 24).

В помещениях, обогреваемых напольной системой, как правило, для размещения нагревательных элементов приходится использовать всю свободную площадь пола. Однако, когда теплотери помещения малы, величина обогреваемой площади (в м²) пола определяется по формуле

$$F_{тр} = \frac{Q}{q}. \quad (24)$$

Если свободной площади пола достаточно для компенсации тепловых потерь, то приступают к конструированию панели и разработке схемы системы отопления. Если же свободной площади пола недостаточно, то определяют максимально возможную теплоотдачу (ккал/ч) обогреваемой площади пола

$$Q_{пл} = q F_{пл}. \quad (25)$$

Недостающее тепло подается в помещение дополнительными устройствами, тепловую мощность которых определяют как разность теплотери и теплоотдачи пола

$$Q_{дп} = Q - Q_{пл}. \quad (26)$$

При определении тепловой мощности системы напольного отопления, как указано выше, наиболее экономично температуру пола принимать максимально возможной, т. е. в местах с кратковременным пребыванием людей, 35°С, а там, где нет рабочих мест, 40°С. Обычно в ангарах площадь пола, на которой возможно повышать температуру, составляет не менее 30% обогреваемой.

Разработку системы напольного отопления рекомендуется начинать с определения расстояния между трубами в змеевике, который укладывают в бетонный массив пола.

Расчет выполняют в следующей последовательности.

Общее сопротивление теплопередачи массива пола определяют по формуле (19).

Сопротивление тепловосприятию от теплоносителя к стенке трубы (м²·ч·град/ккал), приведенное к 1 м² поверхности пола, определяют по формуле

$$R_a' = \frac{1}{\alpha_b} \cdot \frac{s}{d_b}, \quad (27)$$

где α_b — коэффициент тепловосприятия от теплоносителя к стенке трубы, ккал/м²·ч·град (зависит от скорости движения теплоносителя);

s — расстояние между центрами соседних труб (шаг труб), м;

d_b — внутренний диаметр труб, м.

Если скорость движения теплоносителя превышает 0,25 м/с, т. е. величину, обычно принимаемую при расчете нагревательных трубопроводов напольного отопления, в змеевиках стандартных диаметров возникает развитое турбулентное течение (число Рейнольдса превышает 10 000).

Для этого течения коэффициент тепловосприятия в прямолинейных участках труб или каналов рекомендуется принимать по критериальным уравнениям:

для теплоносителя — воды

$$Nu_T = 0,021 Re_T^{0,8} Pr_T^{0,43} (Pr_T Pr_c)^{0,25} k_l; \quad (28)$$

для теплоносителя — воздуха

$$Nu_T = 0,018 Re_T^{0,8}. \quad (29)$$

В этих выражениях приняты следующие обозначения. Индекс t указывает, что параметры, входящие в критерии, следует принимать при средней температуре теплоносителя, а индекс s — при средней температуре поверхности. Определяющим размером является эквивалентный диаметр.

Поправку k_l на изменение среднего коэффициента тепловосприятия по длине трубы, зависящую от отношения длины трубы к ее диаметру, в системах напольного отопления не учитывают, так как указанное отношение в данном случае всегда больше предельной величины, равной 50. При необходимости влияние кривизны на теплоотдачу прямой трубы следует учитывать по рекомендациям, изложенным в книге: М. А. Михеев, И. М. Михеева. «Основы теплопередачи» (М., «Энергия», 1973).

В практических расчетах при разработке проектов системы водяного напольного отопления коэффициент тепловосприятия, как правило, не учитывают из-за незначительной величины. Однако при более точных расчетах, связанных с разработкой типовых нагревательных элементов, а также при расчете системы воздушного напольного отопления его учитывать необходимо.

Сопротивление теплопередаче стенки трубы (м²·ч·град/ккал), приведенное к 1 м² поверхности пола, в расчетах учитывается только при неметаллических трубах. Оно определяется по формуле

$$R'_{ст} = \frac{\delta}{\lambda \pi d_H} \cdot \frac{s}{\frac{d_b + d_H}{2}}, \quad (30)$$

где δ — толщина стенки трубы, м;

λ — коэффициент теплопроводности материала стенки трубы, ккал/м·ч·град;

$d_{в}$ и $d_{н}$ — внутренний и наружный диаметры трубы, м.

Сопротивление теплопередаче массива пола (м²·ч·град/ккал) в данном случае рекомендуется определять по обычной формуле

$$R_m = \sum \frac{\delta}{\lambda}, \quad (31)$$

где $\sum \frac{\delta}{\lambda}$ — сумма термических сопротивлений отдельных слоев пола, расположенных над трубой.

Сопротивление теплоотдаче пола (м²·ч·град/ккал)

$$R_{II} = \frac{1}{\alpha}. \quad (32)$$

Вспомогательные коэффициенты c и a определяют по формулам (17) и (18) или по графикам, представленным на рис. 26 и 27, вычисленным по этим формулам.

Осредненный коэффициент теплопроводности слоев пола над трубой (ккал/м·ч·град)

$$\lambda_{ср} = \frac{\delta_1 \lambda_1 + \dots + \delta_n \lambda_n}{\delta_1 + \dots + \delta_n}. \quad (33)$$

Расстояние между смежными трубами рекомендуется определять по уравнению (16) или по таблице в приложении 1. Кроме того, для наиболее часто встречающихся конструкций полов

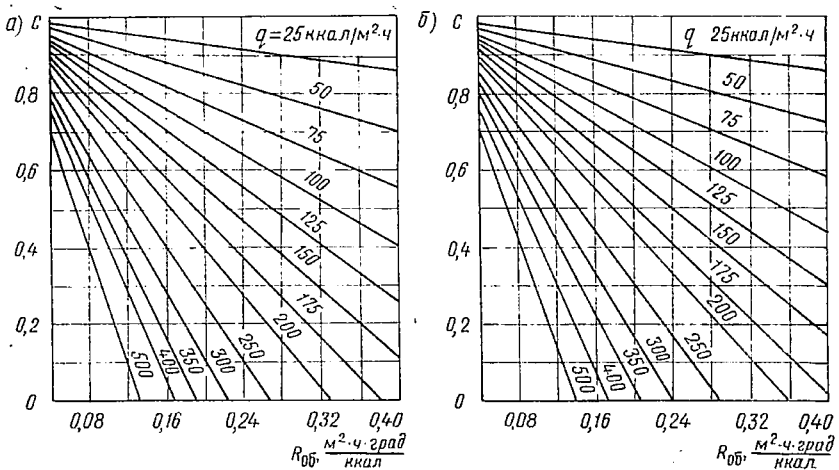


Рис. 26. Зависимость величины c от общего сопротивления теплопередаче массива пола над трубой для различного удельного теплосъема:

a — при $t_{ср} - t_{в} = 82.5 - 15 = 67.5^{\circ}\text{C}$; b — при $t_{ср} - t_{в} = 82.5 - 10 = 72.5^{\circ}\text{C}$

можно использовать графики (рис. 28 и 29).

Если конструкция пола отличается от представленных на рис. 28 и 29, то расстояние между трубами в змеевике рекомендуется рассчитывать для заданного диаметра труб. Так как температура пола является переменной величиной по поверхности пола в зависимости от расположения рабочих мест, то и расстояние между трубами должно быть также переменным. Следовательно, определять его необходимо для каждого значения температуры пола. Такие расчеты рекомендуется выполнять в табличной форме.

Выполнению этого расчета должно предшествовать выявление исходных данных, включающих: температуру воздуха в поме-

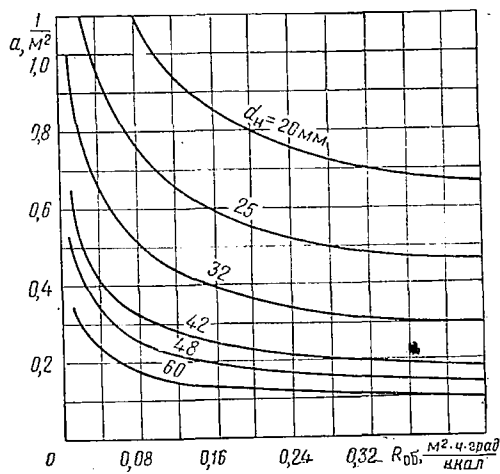


Рис. 27. Зависимость величины a от общего сопротивления теплопередаче массива пола над трубой для различных диаметров нагревательных элементов

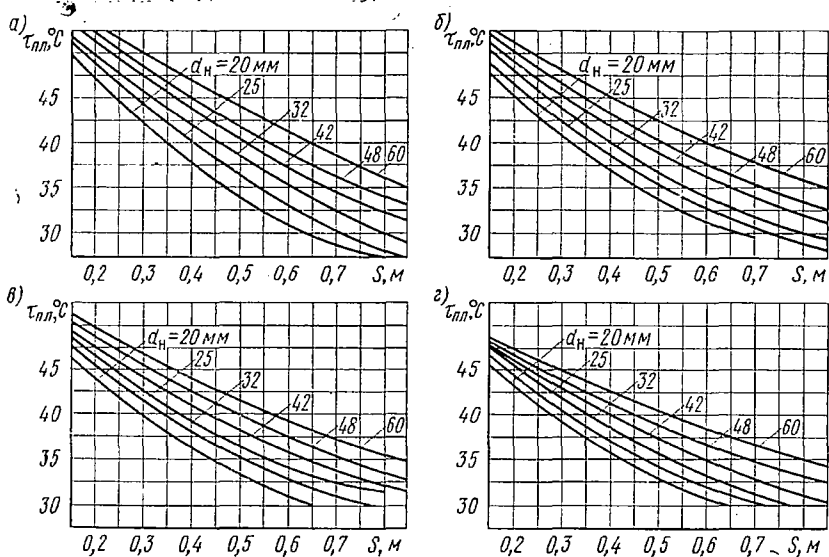


Рис. 28. Зависимость шага змеевика напольной панели, расположенной на грунте, от средней температуры поверхности пола для труб различных диаметров при $t_{в} = 15^{\circ}\text{C}$ и $t_{ср} = 82,5^{\circ}\text{C}$:

а — для $R_M = 0,04 \text{ м}^2 \cdot \text{ч} \cdot \text{град/ккал}$; б — для $R_M = 0,05 \text{ м}^2 \cdot \text{ч} \cdot \text{град/ккал}$; в — для $R_M = 0,06 \text{ м}^2 \cdot \text{ч} \cdot \text{град/ккал}$; г — для $R_M = 0,07 \text{ м}^2 \cdot \text{ч} \cdot \text{град/ккал}$

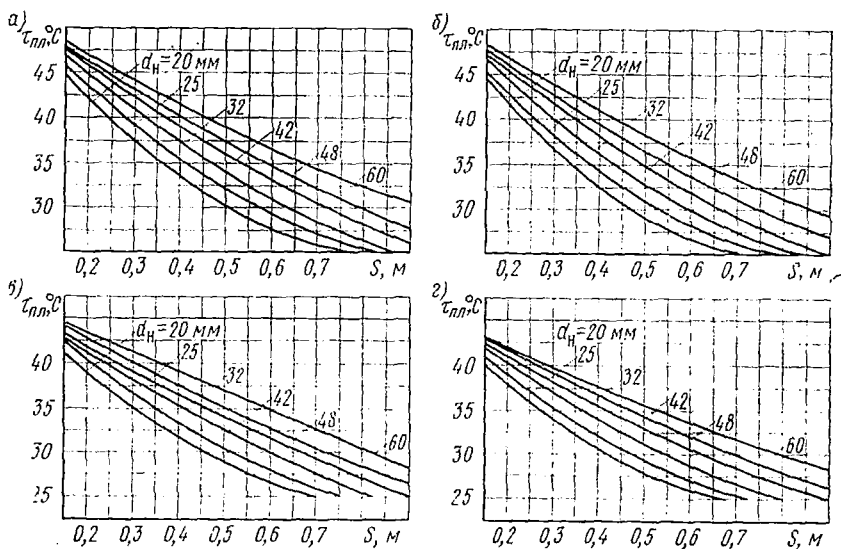


Рис. 29. Зависимость шага змеевика напольной панели, расположенной на грунте, от средней температуры поверхности пола для труб различных диаметров при $t_{\text{в}} = 10^{\circ}\text{C}$ и $t_{\text{ср}} = 82,5^{\circ}\text{C}$:

а — для $R_{\text{M}} = 0,05 \text{ м}^2 \cdot \text{ч} \cdot \text{град} / \text{ккал}$; б — для $R_{\text{M}} = 0,06 \text{ м}^2 \cdot \text{ч} \cdot \text{град} / \text{ккал}$; в — для $R_{\text{M}} = 0,07 \text{ м}^2 \cdot \text{ч} \cdot \text{град} / \text{ккал}$; г — для $R_{\text{M}} = 0,08 \text{ м}^2 \cdot \text{ч} \cdot \text{град} / \text{ккал}$

щенности $t_{\text{в}}$; конструкцию и теплотехнические качества слоев обогреваемого пола; глубину заложения труб h ; среднюю температуру теплоносителя $t_{\text{ср}}$; допустимую среднюю температуру поверхности пола $\tau_{\text{пл}}$.

Расчет производится для каждого принятого диаметра труб в следующем порядке.

1. Задаваясь несколькими значениями средней температуры пола, например 20, 30, 40°С, определяют коэффициент теплоотдачи пола α для $\tau_{\text{пл}} - t_{\text{в}}$ по графику на рис. 24.

2. Определяют удельную теплоотдачу пола q по формуле (23).

3. Общее сопротивление теплопередаче $R_{\text{об}}$ определяют по формулам (27) — (33).

4. На основании полученных данных α , q и $R_{\text{об}}$ по графикам на рис. 26 и 27 или по формулам (17) и (18) определяют вспомогательные коэффициенты s и a .

5. Искомое расстояние между трубами (шаг s) определяют по формуле (16) или по приложению I в зависимости от отношения s к a .

На основании s и принятой средней температуре рекомендуется строить кривую зависимости $s = f(\tau_{\text{пл}})$ для принятого диаметра трубы, аналогичную рис. 28. При наличии такой кривой легко определить без расчетов температуру пола для различных s в процессе конструирования змеевиков.

11. Конструирование змеевиков системы водяного напольного отопления

При разработке проекта напольного отопления одним из основных вопросов является размещение змеевиков на свободной площади пола. Для обеспечения максимальной индустриализации монтажных работ и унификации узлов системы необходимо стремиться применять одинаковые змеевики или минимальное число их типоразмеров. Вместе с тем на практике не всегда имеется возможность размещать змеевики по одной и той же схеме в помещениях даже одного здания. При этом нужно стремиться создать условия для обеспечения одинаковой средней температуры на поверхности отдельных панелей, т. е. получить одинаковый перепад температур на ветвях змеевика. Главной предпосылкой выполнения заданного условия является использование однотипных змеевиков. Поэтому особенностью проектирования напольного отопления заключается в индивидуальной разработке для каждого помещения конфигурации змеевиков и их компоновки.

При заданных конструкциях пола и глубине заложения труб определяют длину змеевика из условия полного «срабатывания» принятого перепада температуры теплоносителя в подающей и обратной магистралях. При отклонении длины змеевика от вычисленной по расчету величина перепада температур будет изменяться прямо пропорционально длине; произойдет перераспределение количества воды, циркулирующей в змеевиках, и изменится средняя температура.

Чтобы получить равномерную температуру пола при наладке системы, потребуется более сложная регулировка для распределения соответствующего количества воды по змеевикам. Выполнение змеевиков из трубопроводов одинаковой длины позволит обеспечить равномерную температуру пола и избежать затруднений, связанных с наладкой системы.

Длину трубопровода в змеевике рекомендуется определять из условия «срабатывания» заданного перепада температуры теплоносителя по формуле

$$l_3 = \frac{Q_3}{q s k}. \quad (34)$$

Тепловая нагрузка змеевика Q_3 (ккал/ч) может быть определена из выражения

$$Q_3 = G_3 c (t_1 - t_2), \quad (35)$$

где G_3 — количество воды, циркулирующей в змеевике, кг/ч;
 $t_1 - t_2$ — перепад температур теплоносителя в змеевике, принятый равным перепаду температур в системе, град.

Количество воды (кг/ч), циркулирующей в змеевике, определяют по скорости движения теплоносителя, обеспечивающей самоудаление воздуха из горизонтально расположенных труб:

$$G_3 = v f_{\text{ж}} 3600 \rho, \quad (36)$$

где v — скорость движения воды в трубах (принимается не менее 0,25 м/с);

$f_{\text{ж}}$ — сечение трубы, м²;

ρ — плотность воды при заданной температуре, кг/м³.

После установления длины трубопровода в змеевике выявляют длину ветвей и их количество, исходя из размеров свободной площади пола или отдельных бетонных карт. Определяют схему змеевика, его конфигурацию и общие размеры нагревательного элемента.

Как правило, нагревательные элементы представляют собой схему трубопроводов змеевикового типа с постоянным шагом. При такой схеме температура поверхности пола не может быть выдержана равномерной. Она будет выше там, где расположена крайняя подающая ветвь, и ниже там, где обратная. Для обеспечения равномерной температуры в некоторых помещениях применяют бифилярную схему (см. рис. 1). Иногда конструируют змеевики с переменным шагом. Последние два типа при изготовлении малоиндустриальны.

Во всех случаях необходимо стремиться к минимальному числу типов змеевиков. Змеевики принятой конструкции размещают на свободной площади пола, т. е. не занятой другими коммуникациями или оборудованием. На крайних ветвях змеевика в местах подсоединения к магистралям устанавливают: регулировочный вентиль, запорный кран, штуцера для спуска воды и продувки, а также гильзы для установки термометров.

Место подсоединения ветвей к магистралям может быть выполнено в проходных и непроходных подпольных каналах или в приемках.

В ангарных зданиях для прокладки магистралей рекомендуют устраивать проходные каналы, в которых целесообразно размещать также трубопроводы сжатого воздуха, электрокабели и другие коммуникации, необходимые для технологических целей.

При компоновке системы напольного отопления не всегда удастся использовать однотипные нагревательные элементы. Очень часто по конструктивным соображениям приходится применять несколько типов змеевиков, отличающихся длиной трубопроводов. В таких змеевиках, присоединенных к общим магистралям, возникают соответствующие перепады температур теплоносителя, отличные от принятого, и изменяется их теплоотдача.

В последнем случае теплотехнический расчет нагревательных элементов следует производить по методу «скользящих» перепадов, определяя теплосъем с 1 пог. м трубы. Сущность этого мето-

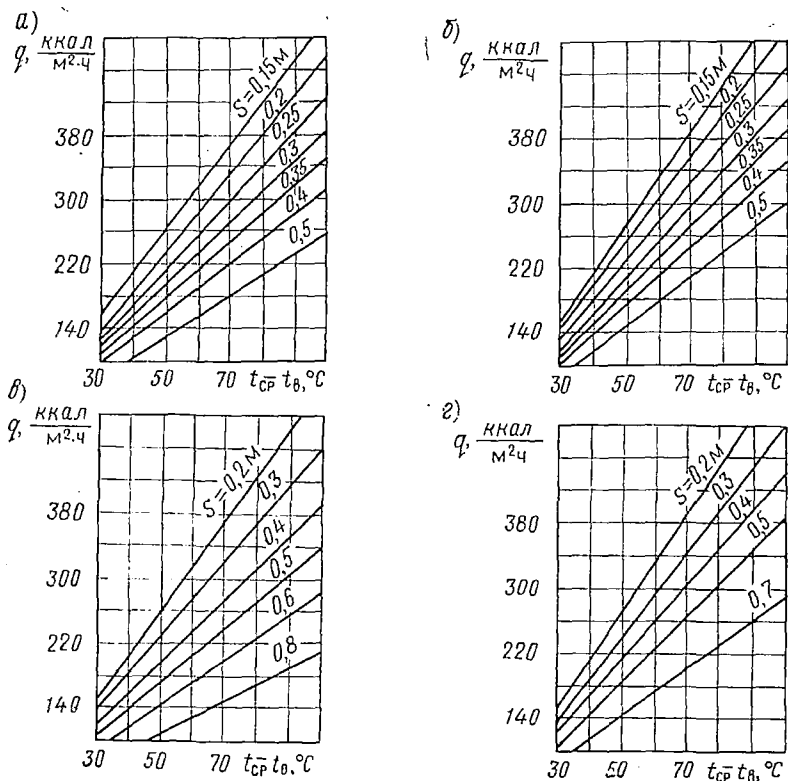


Рис. 30. Зависимость удельного теплосъема напольной панели, расположенной на грунте, от разности температур между теплоносителем и воздухом в помещении при различном шаге в змеевике и $R_m = 0,06 \text{ м}^2 \cdot \text{ч} \cdot \text{град}/\text{ккал}$:

а — для $d_{II} = 20 \text{ мм}$; б — для $d_{II} = 25 \text{ мм}$; в — для $d_{II} = 32 \text{ мм}$; г — для $d_{II} = 42 \text{ мм}$

да заключается в определении фактического перепада температуры теплоносителя в каждом змеевике.

Определение теплосъема с 1 пог. м трубопровода, расположенного в бетоне, производится в следующем порядке.

Согласно заданному расстоянию между трубами в змеевике и диаметру трубы по графикам рис. 28 и 29 определяют среднюю температуру пола. В соответствии с принятой температурой воздуха в помещении по графику на рис. 24 или по формуле (11) рассчитывают коэффициент теплоотдачи пола.

Удельную теплоотдачу определяют по уравнению (23). Величина теплосъема с 1 пог. м трубопровода (ккал/м·ч), расположенного в бетоне при заданном расстоянии, может быть вычислена по формуле

$$q_1 = q_s. \quad (37)$$

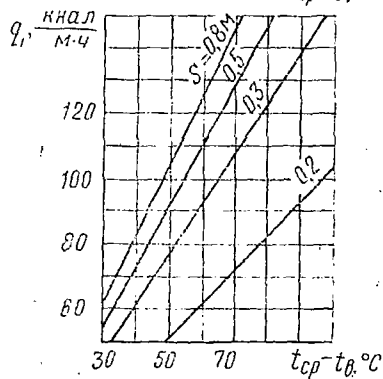
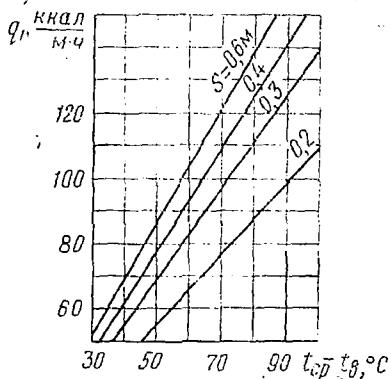
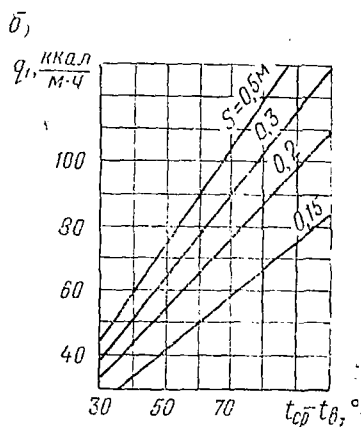
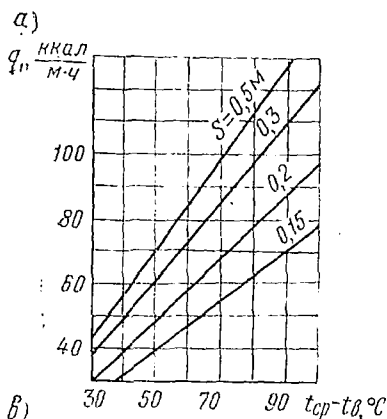


Рис. 31. Зависимость теплосъема с 1 пог. м трубы, расположенной в бетонном слое напольной панели, от разности температур теплоносителя и воздуха в помещении при различном шаге в змеевике и $R_m = 0,06 \text{ м}^2 \cdot \text{ч} \cdot \text{град}/\text{ккал}$:

а — для $d_{II} = 20 \text{ мм}$; б — для $d_{II} = 25 \text{ мм}$; в — для $d_{II} = 32 \text{ мм}$; г — для $d_{II} = 42 \text{ мм}$

Для облегчения расчетов составлены графики теплосъема с 1 пог. м трубопровода, расположенного в бетоне, в зависимости от перепада температур между теплоносителем и воздухом в помещении и графики удельной теплоотдачи обогреваемого пола (рис. 30 и 31).

После выявления типа змеевиков, уточнения их длины и размещения составляют схему трубопроводов напольного отопления и выполняют гидравлический расчет.

12. Определение средней температуры пола

При проектировании напольного отопления определяют среднюю температуру пола по заданным параметрам теплоносителя на входе и выходе нагревательного элемента. Если эти парамет-

ры неизвестны, то предварительно задаются температурой теплоносителя на входе в нагревательный элемент и в результате расчета определяют ее на выходе.

Формула, рекомендуемая для определения средней температуры поверхности пола, имеет следующий вид:

$$\tau_{пл} = t_n + \frac{t_{cp} - t_n}{\alpha_{пл} R_{об}} [1 - a s (90 d_n - s)]. \quad (38)$$

Указанная формула получена в результате решения уравнения (16) относительно средней температуры пола $\tau_{пл}$.

Если температура на входе и на выходе нагревательного элемента известна, рекомендуется такая последовательность расчета.

1. Определяют общее сопротивление теплопередачи массива пола по формулам (27)—(33). Параметры, входящие в эти формулы, определяют по средней температуре теплоносителя.

2. Коэффициент теплоотдачи пола α определяют по формуле (11) или по графику на рис. 24, предварительно задавая температуру пола.

3. Величину a определяют по формуле (18) или по графику на рис. 27.

4. По формуле (38) вычисляют среднюю температуру пола $\tau_{пл}$ и сравнивают ее с ранее принятым значением (см. п. 2). Если расхождение превышает 2°C , то расчет производится вновь, если же не превышает 2°C , расчет этого этапа заканчивается.

На следующем этапе на основании полученного значения средней температуры пола $\tau_{пл}$ определяют теплоотдачу системы $Q_{пл}$ по формуле (3), потери тепла в грунт Q_2 и тепловую нагрузку системы Q_c — по формуле (4).

Если температура теплоносителя не известна, то при выявлении параметров, входящих в формулу (38), необходимо предварительно задаваться средней температурой теплоносителя и оценить ее начальные и конечные параметры. Этапы расчета этого варианта аналогичны всем этапам предыдущего.

Проверка температуры теплоносителя на выходе из нагревательного элемента производится по формуле

$$t_2 = t_1 - \frac{Q}{G c \rho}. \quad (39)$$

где G — количество теплоносителя, проходящее в нагревательном элементе, $\text{м}^3/\text{ч}$;

c — удельная теплоемкость теплоносителя, $\text{ккал}/\text{кг}\cdot\text{град}$;

ρ — плотность теплоносителя, $\text{кг}/\text{м}^3$.

В практике проектирования напольного отопления принято считать, что расчет является окончанным, если расхождение между принятыми и полученными значениями не превышает $2\text{—}3^\circ\text{C}$.

13. Гидравлический режим работы и гидравлический расчет системы напольного отопления

Гидравлический режим. Достижение поверхностью панели заданной средней температуры возможно не только при наличии достаточной тепловой мощности на вводе, но и при обязательном обеспечении требуемого гидравлического режима работы системы напольного отопления. Практика эксплуатации напольного отопления показала, что если не обеспечивается гидравлический режим в системе, то не достигается равномерность температуры на поверхности обогреваемого пола и, как следствие, уменьшается его теплоотдача.

Требуемый гидравлический режим в системе возможно обеспечить только за счет точного распределения общего количества теплоносителя между отдельными ее элементами. Для соблюдения этого условия на основании установленного расхода теплоносителя для каждого элемента следует определить диаметр трубопровода, величину падения давления, перепады на ответвлениях привести в соответствие с требуемыми величинами, рассчитать необходимый перепад давлений на вводе. Все эти задачи решаются при гидравлическом расчете.

Гидравлический расчет. Расчетное падение давления на рассматриваемом участке трубопровода с постоянным диаметром и расходом теплоносителя состоит из суммы линейных и местных потерь. Основной зависимостью, связывающей диаметр трубопровода с линейными потерями давления, является уравнение Дарси

$$\Delta h = \frac{\lambda_{тр}}{d_v} \cdot \frac{v^2 \rho}{2 \cdot 9,81}, \quad (40)$$

где $\lambda_{тр}$ — коэффициент гидравлического сопротивления трения, безразмерная величина;

d_v — внутренний диаметр трубопровода, м;

v — скорость движения теплоносителя, м/с;

ρ — плотность теплоносителя, кг/м³;

9,81 — коэффициент для перевода величины давления, выраженного в н/м², в величину давления, выраженного в кгс/см².

Коэффициент гидравлического сопротивления трения зависит от шероховатости внутренней поверхности труб и режима движения теплоносителя, определяемого критерием Рейнольдса,

$$Re = \frac{vd_n}{\nu}. \quad (41)$$

где ν — кинематическая вязкость теплоносителя, м²/с.

Кинематическая вязкость воды при определенной температуре является величиной постоянной и для расчетной средней температуры в системе отопления 82,5°С равна $0,365 \cdot 10^{-6}$ м²/с.

Таблица 3

Характеристика стальных бесшовных труб
по ГОСТ 8732—70 и по ГОСТ 8734—58,
применяемых в системах напольного отопления

Условный проход d_y , мм	Наружный диаметр d_n , мм	Внутренний диаметр d_v , мм	Площадь живого сечения f 10^4 , м ²	Масса 1 пог. м трубы, кг	$\lambda \cdot 10^6$, кгс/м ² (кг/ч) ²
15	18	14	1,54	0,789	171
20	25	20	3,14	1,39	39,8
25	32	27	5,73	1,76	12,3
32	38	33	8,55	2,19	5,56
40	45	40	12,57	2,62	2,58
50	57	50	19,63	4,62	1,05
70	76	70	37,39	6,26	0,29
80	89	82	52,81	7,38	0,145
100	108	100	78,54	10,26	0,0655
125	133	125	122,7	12,73	0,027
150	159	150	176,7	17,15	0,013
175	194	182	260	27,82	0,006
200	219	207	336,5	31,25	0,0034

Одной из особенностей системы водяного напольного отопления является ограничение минимального предела скорости движения воды в трубах. Величина ее определяется условием обеспечения самоудаления воздуха из горизонтально расположенных элементов системы и должна быть не менее 0,25 м/с.

Расчеты показали, что при выполнении этого условия минимальное число Рейнольдса превышает величину, равную 10 000.

Таким образом, режим движения воды в трубах напольного отопления (табл. 3) является всегда турбулентным и в зависимости от числа Рейнольдса может относиться частично к области гидравлически шероховатых труб и частично к области шероховатых труб.

Область движения в гидравлически шероховатых трубах характеризуется постепенным уточнением пограничного ламинарного слоя, при котором шероховатости стенок начинают выступать в поток завихренной жидкости.

Это движение ограничивается предельными числами Рейнольдса:

$$Re_{np_1} \leq Re < Re_{np_2} \quad (42)$$

$$Re_{np_1} = 18,6 \frac{r_n}{k_3} \left(1,74 + 2 \lg \frac{r_n}{k_3} \right); \quad (43)$$

$$Re_{np_2} = 150 \frac{d_n}{k_3}, \quad (44)$$

где r_n и d_n — внутренний радиус и диаметр труб, мм;
 k_3 — коэффициент эквивалентной шероховатости труб.

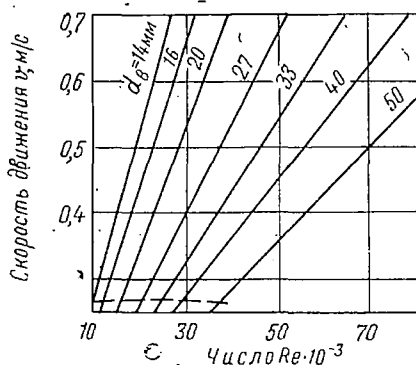


Рис. 32. Зависимость числа Re от скорости движения воды в трубах стандартных диаметров, применяемых в напольных панелях. Пунктирная линия разделяет режимы движения; выше ее находится область шероховатых труб, ниже — область гидравлически шероховатых труб

Коэффициент эквивалентной шероховатости для трубопроводов водяного отопления рекомендуется принимать $k_3 = 0,2$ мм.

При значениях чисел $Re > Re_{пр2}$ движение относится к области шероховатых труб и характеризуется практически полностью открытыми выступами шероховатостей от пограничного ламинарного слоя.

На рис. 32 представлены графики чисел Рейнольдса в зависимости от изменения скорости движения воды в трубах торговых калибров, применяемых в системах напольного отопления. Предельные значения чисел Re для переходной области, вычисленные по формуле (44), приведены ниже.

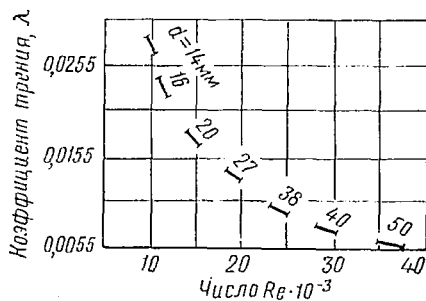
d_B , мм	$Re \cdot 10^3$	d_B , мм	$Re \cdot 10^3$
14	10,5	33	24,7
16	12	40	30
20	15	50	37,5
27	20,3	69	51,8

Из графиков на рис. 32 видно, что сравнительно небольшой диапазон скоростей (в пределах 0,25—0,27 м/с) отвечает области движения в гидравлически шероховатых трубах. Однако эти указанные скорости движения воды довольно часто встречаются в трубопроводах нагревательных элементов. Магистральные и разводящие трубопроводы работают в области шероховатых труб.

Коэффициент гидравлического сопротивления трения в области движения в гидравлически шероховатых трубах зависит от числа Re и от отношения $\frac{d_B}{k_3}$ и может быть определен по формуле М. И. Кисина и В. М. Зусмановича

$$\lambda_{тр} = \frac{0,343}{\left(\frac{d_B}{k_3}\right)^{0,125} Re^{0,17}} \quad (45)$$

Рис. 33. Зависимость коэффициента сопротивления трения стальных труб от числа Re при относительной шероховатости $k_a=0,2$ мм для диапазона скоростей, встречающихся в трубопроводах напольного отопления



На рис. 33 представлены графики зависимости коэффициента сопротивления трения от числа Re в этой области движения для труб торговых калибров в диапазоне скоростей движения воды, применяемых в системе напольного отопления.

Для области движения в шероховатых трубах коэффициент сопротивления трения при заданной относительной шероховатости зависит только от диаметра и может быть определен:

для труб диаметром до 40 мм — по формуле Никурадзе

$$\lambda_{\text{тр}} = \frac{1}{\left(1,14 + 2 \lg \frac{d_B}{k_a}\right)^2}; \quad (46)$$

для труб диаметром 40 мм и более при $k_a=0,2$ мм — по формуле Б. Л. Шифрина

$$\lambda_{\text{тр}} = 0,111 \left(\frac{0,2}{d_B}\right)^{0,25}. \quad (47)$$

Значения коэффициента сопротивления трения при движении в шероховатых трубах, вычисленные по формулам (46) и (47), и отношение $\frac{\lambda_{\text{тр}}}{d_B}$ даны в табл. 4.

Таблица 4

Значение коэффициента сопротивления трения и его отношения к диаметру трубопровода

Внутренний диаметр трубопровода d_B , мм	$\lambda_{\text{тр}} \cdot 10^2$	$\frac{\lambda_{\text{тр}}}{d_B}, \frac{1}{\text{м}}$	Внутренний диаметр трубопровода d_B , мм	$\lambda_{\text{тр}} \cdot 10^2$	$\frac{\lambda_{\text{тр}}}{d_B}, \frac{1}{\text{м}}$
14	4,29	3,07	69	2,58	0,374
16	4,09	2,56	82	2,47	0,301
20	3,79	1,89	100	2,35	0,235
27	3,43	1,27	125	2,22	0,178
33	3,22	0,975	150	2,12	0,142
40	2,95	0,737	182	2,02	0,111
50	2,79	0,558	207	1,96	0,095

Таким образом, общие потери давления (кгс/м^2) на преодоление трения с учетом потерь в местных сопротивлениях в рассчитываемом участке длиной l в зависимости от режима движения могут быть вычислены по известной формуле

$$H = \frac{\lambda_{\text{тр}}}{d_{\text{в}}} l \frac{v^2 \rho}{2 \cdot 9,81} + \Sigma \zeta \frac{v^2 \rho}{2 \cdot 9,81}, \quad (48)$$

где $\Sigma \zeta$ — сумма коэффициентов местных сопротивлений;
9,81 — переводной коэффициент (см. стр. 56).

Существует несколько способов гидравлического расчета, по которым возможно определить конструктивные характеристики трубопровода в зависимости от расхода циркулирующей воды. Однако для расчета напольного отопления наиболее удобны следующие два: способ гидравлических характеристик, рекомендуемый для тупиковых схем, и способ удельных потерь давления — для схем с попутным движением воды.

По способу гидравлических характеристик потери давления (кгс/м^2) на участке определяются по формуле

$$H = S G^2, \quad (49)$$

где S — гидравлическая характеристика сопротивления, равная потерям давления на трение и местные сопротивления в данном участке трубопровода при расходе в 1 кг/ч ;

G — расход теплоносителя, кг/ч .

Сущность этого способа заключается в предварительной замене в формуле (48) скорости расходом и в последующем определении гидравлической характеристики сопротивления участков трубопровода и удельных скоростных давлений в трубопроводах при расходе теплоносителя, равном 1 кг/ч .

При этом потери давления (кгс/м^2) на рассчитываемом участке согласно формуле (48)

$$H = \left(\frac{\lambda_{\text{тр}}}{d_{\text{в}}} l + \Sigma \zeta \right) \frac{v^2 \rho}{2 \cdot 9,81}. \quad (50)$$

Здесь первый множитель $\frac{\lambda_{\text{тр}}}{d_{\text{в}}} l + \Sigma \zeta$ является приведенным коэффициентом местного сопротивления, второй $\frac{v^2 \rho}{2 \cdot 9,81}$ — скоростным напором.

Расход воды на данном участке определяется (кг/ч) по формуле

$$G = 3600 f_{\text{ж}} v \rho, \quad (51)$$

где 3600 — коэффициент перевода секундного расхода в часовой;
 $f_{\text{ж}} = \frac{\pi d_{\text{в}}^2}{4}$ — площадь живого сечения участка трубопровода, м^2 .

Из формулы (51) можно определить скорость v (м/ч)

$$v = \frac{G}{900 \pi d_b^2 \rho} \quad (52)$$

Подставляя значение скорости в формулу скоростного напора, получим второй сомножитель формулы (50)

$$\frac{v^2 \rho}{2 \cdot 9,81} = \frac{64 \cdot 10^{-10}}{d_b^4 \rho} G^2 = AG^2, \quad (53)$$

где A — удельное скоростное давление в трубопроводе (кгс/м²), возникающее при прохождении 1 кг/ч теплоносителя.

Обозначая приведенный коэффициент местного сопротивления через ζ' , получаем характеристику сопротивления участка трубопровода, равную потере давления в нем при расходе 1 кг/ч, входящую в формулу (49),

$$S_1 = A \zeta'. \quad (54)$$

Величину A следует принимать по табл. 3.

Коэффициенты местных сопротивлений ζ для фасонных частей арматуры и оборудования даны в СН 419-70.

Гидравлический расчет трубопроводов по способу гидравлических характеристик заключается в следующем.

Для предварительно принятых диаметров участков находятся величины A , $\frac{\lambda_{\text{тр}}}{d_b}$, ζ . Затем по формулам (49) и (54) определяют потери давления на участке.

При расчете нескольких последовательных участков трубопроводов общая гидравлическая характеристика сопротивления $\left[\frac{\text{кгс/м}^2}{(\text{кг/ч})^2} \right]$ равна их сумме

$$S_{1-n} = S_1 + S_2 + \dots + S_n, \quad (55)$$

где S_1 , S_2 и S_n — гидравлические характеристики сопротивления участков.

Суммарная гидравлическая характеристика сопротивлений двух параллельных участков трубопровода $\left[\frac{\text{кгс/м}^2}{(\text{кг/ч})^2} \right]$

$$S_{1-2} = \frac{1}{\left(\frac{1}{\sqrt{S_1}} + \frac{1}{\sqrt{S_2}} \right)^2}. \quad (56)$$

Расход воды по каждому участку (кг/ч) определяется по формулам:

$$g_1 = \frac{g_{1-2}}{1 + \sqrt{\frac{S_1}{S_2}}}; \quad (57)$$

$$g_2 = \frac{g_{1-2}}{1 + \sqrt{\frac{S_2}{S_1}}}, \quad (58)$$

где g_{1-2} — суммарный расход теплоносителя, подаваемого в разветвление параллельных участков.

Способ удельных потерь давления (кгс/м²) предусматривает выполнение гидравлического расчета по обычной формуле

$$H = R_0 l + Z, \quad (59)$$

где R_0 — удельные потери давления на трение, кгс/м²·м;
 Z — потери давления в местных сопротивлениях, кгс/м².

14. Общие положения теплотехнического расчета электрического отопления

Теплотехнический расчет электрического напольного отопления сводится к следующему.

1. Определяют электрическую мощность, необходимую для компенсации расчетных теплотерь помещения, по формуле

$$N = \frac{1}{860} Q. \quad (60)$$

2. Напряжение в электрической системе может быть принято 127, 220 или 380 В.

3. Зная свободную площадь пола, где предполагается размещать нагревательные элементы, вычисляют удельный расход электроэнергии, приходящийся на 1 м² площади пола.

Если свободная площадь пола не ограничена, то определяют обогреваемую площадь, исходя из удельного расхода электроэнергии в пределах 70—220 Вт/м², в зависимости от величины теплотерь и категории помещения по формуле

$$N_{ул} = \frac{N}{F_{пл}}. \quad (61)$$

4. Число нагревательных элементов в системе определяют из расчета, чтобы площадь, приходящаяся на один нагревательный элемент, не превышала 100 м².

5. Расстояние между ветвями в нагревательном элементе из условия создания равномерной температуры на поверхности пола должно быть не более величины, вычисленной по формуле

$$s = 10d_k, \quad (62)$$

где d_k — диаметр электрокабеля с изоляцией, м.

6. Общую ориентировочную длину электрокабеля определяют по формуле

$$L_k = \frac{F_{пл}}{s} \quad (63)$$

На основании полученных данных подбирают соответствующее электрооборудование и разрабатывают схему электрического отопления.

Глава IV

ПРИМЕРЫ РАСЧЕТОВ ВАРИАНТОВ НАПОЛЬНОГО ОТОПЛЕНИЯ

15. Пример расчета теплотерь от инфильтрации

В качестве примера по методике В. П. Титова дан расчет теплотерь от инфильтрации ангарного цеха, схема которого представлена на рис. 34. Климатические данные и характеристика ограждающих конструкций этого здания и другие исходные данные приведены ниже.

Климатические данные

Температура наружного воздуха для расчета теплотерь $t_n = -26^\circ \text{C}$; скорость ветра $v = 6,4 \text{ м/с}$.

Ограждающие конструкции

Стены керамзитобетонные, световые проемы заполнены коробчатым стеклопрофилитом (рис. 35). Ангарные ворота (рис. 36) имеют металлическую обшивку с двух сторон и утеплитель. В верхней части по всей длине ангарных ворот имеется световой проем высотой 6 м, в нижней части — проем для обозрения высотой 1,8 м, заполненный стеклоблоками. В трех створках ангарных ворот имеются специальные ворота для автотранспорта. В стене, противоположной воротам, имеется второй световой проем, заполненный стеклопрофилитом. Проем имеет такие же размеры и расположен на том же уровне, на котором находится световой проем в воротах.

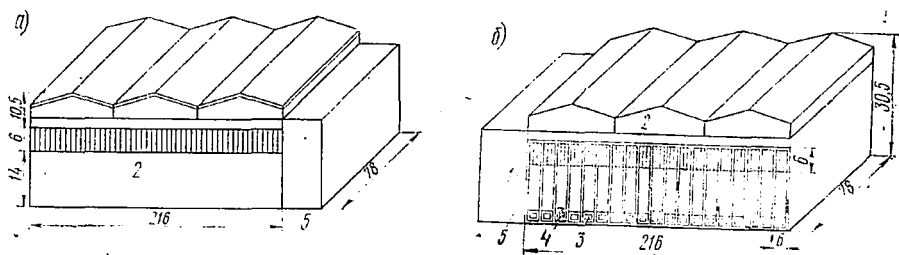


Рис. 34. Схема ангарного цеха:

a — вид со стороны, противоположной ангарным воротам; *б* — вид на ангарные ворота; 1 — ангарные ворота; 2 — световой проем; 3 — проем для обозрения; 4 — ворота для автотранспорта; 5 — пристройка

Щели в проемах

Для расчета приняты следующие величины раскрытия щелей с учетом строительных допусков и эксплуатационных особенностей:

в притворах ворот (рис. 36, а) для горизонтальных верхних и нижних щелей — 25 мм; для вертикальных щелей между стеной и створкой ангара — 10 мм; между створками — 4 мм, между элементами стеклопрофилита — 1 мм, в проеме для обозрения по периметру стеклоблоков — 0,5 мм, в притворах ворот для автотранспорта — 30 мм.

Площадь проемов

ангарных ворот $216 \times 20 = 4320 \text{ м}^2$;
 светового $216 \times 6 = 1296 \text{ м}^2$;
 для обозрения $(216 - 3 \times 6) \cdot 1,8 = 356,4 \text{ м}^2$.

Площадь живого сечения щелей в проемах

Ангарные ворота:

горизонтальные нижние щели $216 \times 0,025 = 5,4 \text{ м}^2$;

горизонтальные верхние щели $216 \times 0,025 = 5,4 \text{ м}^2$;

вертикальные щели в притворах $20 \times 2 \times 0,01 = 0,4 \text{ м}^2$;

щели между створками $20 \times 35 \times 0,004 = 2,8 \text{ м}^2$;

щели в притворах ворот для автотранспорта $5 \times 3 \times 3 \times 0,03 = 1,35 \text{ м}^2$.

Площадь живого сечения щелей в ангарных воротах, без учета щелей, имеющих в световом проеме и в проеме для обозрения $5,4 + 5,4 + 0,4 + 2,8 + 1,35 = 15,35 \text{ м}^2$.

Принятый для заполнения световых проемов стеклопрофилит имеет ширину 0,25 м и длину 6 м, равную высоте светового проема.

Площадь щелей в световом проеме составляет

$$\left(\frac{216}{0,25} + 1 \right) 6 \cdot 0,001 = 5,19 \text{ м}^2.$$

Проем для обозрения заполнен стеклоблоками, размер каждого из них условно принят равным 1×1 м. Таким образом, периметр крепления стеклопакета площадью 1 м^2 составит 4 пог. м, а площадь щелей на $1 \text{ м}^2 = 0,0005 \cdot 4 = 0,002 \text{ м}^2$.

Площадь щелей в проеме для обозрения $356,4 \cdot 0,002 = 0,71 \text{ м}^2$.

Общая площадь щелей в ангарных воротах

$$15,35 + 5,19 + 0,71 = 21,25 \text{ м}^2.$$

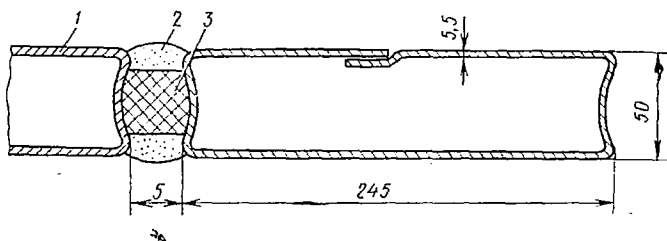


Рис. 35. Конструкция заполнения светового проема из корчбчатого стеклопрофилита:

1 — корчбчатый стеклопрофилит; 2 — гидрсиоляционная мастика; 3 — прокладка из губчатой резины

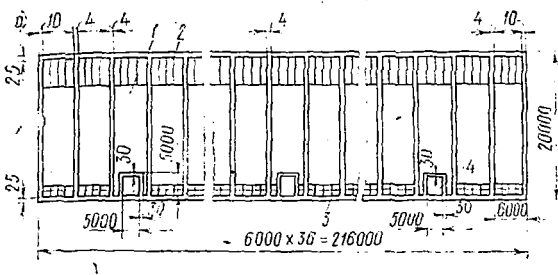
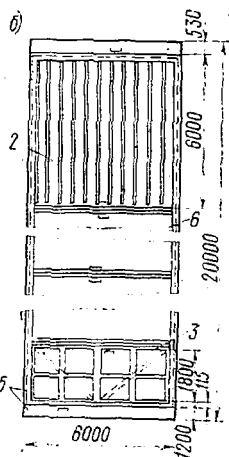


Рис. 36. Ангарные ворота:

а — схема расположения щелей в ангарных воротах;
 б — схема створки ангарных ворот; 1 — створка ворот;
 2 — световой проем; 3 — проем для обозрения; 4 — ворота для автотранспорта; 5 — каркас створки; 6 — обшивка металлическая



Расчет теплопотерь от инфильтрации

1. Площадь живого сечения щелей, приходящаяся на 1 м^2 площади проема:
 ангарных ворот со световыми проемами

$$f_v = \frac{21,25}{4320} = 0,00487;$$

светового проема

$$f_c = \frac{5,19}{1296} = 0,004005.$$

2. Вспомогательные величины:

плотность воздуха в помещении $\rho_n = 1,224 \text{ кг/м}^3$ при $t_n = 15^\circ \text{С}$;

плотность наружного воздуха $\rho_n = 1,429 \text{ кг/м}^3$ при $t_n = -26^\circ \text{С}$;

разность плотностей воздуха $\Delta\rho = 0,205 \text{ кг/м}^3$. Общий коэффициент местного сопротивления щелей для ворот $\Sigma \xi_v = 1,5$.

Общий коэффициент местного сопротивления щелей для остекления $\Sigma \xi_c = 2,6$.

3. Удельная характеристика сопротивления воздухопроницанию:

ворот со световым проемом и проемом для обозрения

$$S_v = \frac{\Sigma \xi_v}{3600^2 f_v^2 \cdot 2 \cdot 9,81 \rho_n} = \frac{1,92}{3600^2 \cdot 0,00487^2 \cdot 2 \cdot 9,81 \cdot 1,429} = 0,000226;$$

светового проема

$$S_{c,п} = \frac{\Sigma \xi_c}{3600^2 f_c^2 \cdot 2 \cdot 9,81 \rho_n} = \frac{2,6}{3600^2 \cdot 0,004005^2 \cdot 2 \cdot 9,81 \cdot 1,429} = 0,000446.$$

В данном случае для ворот с остеклением значение коэффициента $\Sigma \xi$ местного сопротивления принято как осредненное между двумя значениями коэффициентов местных сопротивлений для щелей ворот и щелей остекления:

$$\Sigma \xi = \frac{2,6 (1296 + 356,4) + 1,5 (4320 - 1296 - 356,4)}{4320} = 1,92.$$

4. Удельный расход инфильтрующегося воздуха — единица расхода $G_{\Delta p}$, представляющая собой величину инфильтрации под действием гравитационных сил, отнесенную к 1 м² площади проема. В дальнейшем эта величина использована для определения полного количества инфильтрующегося воздуха с учетом действия ветра и других факторов, влияющих на инфильтрацию, путем умножения на соответствующий коэффициент:

$$G_{\Delta p_B} = 0,47 \left(\frac{H_B \Delta \rho}{S_B} \right)^{0,5} = 0,47 \left(\frac{20 \cdot 0,205}{0,00022} \right)^{0,5} = 64,3 \text{ кг/м}^2 \cdot \text{ч}$$

(H_B — высота проема ворот, принята равной 20 м);
для светового проема

$$G_{\Delta p_C} = 0,47 \left(\frac{H_C \Delta \rho}{S_C} \right)^{0,5} = 0,47 \left(\frac{6 \cdot 0,205}{0,000446} \right)^{0,5} = 26,68 \text{ кг/м}^2 \cdot \text{ч}$$

(H_C — высота светового проема принята равной 6 м).

5. Гравитационное давление внутри цеха

Для определения величины гравитационного давления внутри цеха условно принято, что нейтральная зона проходит на уровне верхней кромки проемов, т. е. на уровне 20 м от пола. В этом случае эпюра гравитационного давления будет иметь вид треугольника с вершиной на отметке 20 м. Следует отметить, что условный уровень нейтральной зоны можно принять на любой отметке. При этом изменится только эпюра гравитационного давления, но величина расхода инфильтрующегося воздуха по расчету не изменится.

Принятое в расчет условное расположение нейтральной зоны на верхней кромке проемов значительно облегчает расчет, так как в этом случае тепловое давление на верхней кромке проемов становится равно нулю.

Гравитационное давление (кгс/м²) определяется по формуле

$$P_i = h_i \Delta \rho,$$

где h_i — высота от условного уровня расположения нейтральной зоны до верха проема.

В данном случае для проемов ворот и светового проема эта величина будет равна нулю. Следовательно, гравитационное давление у верхней кромки всех проемов будет также равно нулю, т. е. $P_i = 0$, так как верх всех проемов расположен на одном уровне 20 м.

6. Ветровое давление.

Направление ветра для расчета инфильтрации принимаем наиболее невыгодным, т. е. перпендикулярным плоскости ворот, — ограждения, имеющего наибольшее количество щелей.

Величина ветрового давления с наветренной стороны ворот

$$P_v = (K_H - K_3) \frac{v^2 \rho}{2 \cdot 9,81} = (0,8 + 0,4) \frac{6,4^2}{2 \cdot 9,81} 1,429 = 3,58 \text{ кгс/м}^2.$$

Средние аэродинамические коэффициенты с наветренной, с заветренной и боковой сторон ворот принимают соответственно равными

$$K_H = +0,8; \quad K_3 = -0,4; \quad K_6 = +0,2.$$

Величина ветрового давления с заветренной стороны ворот

$$P_v^3 = 0.$$

7. Суммарное гравитационное и ветровое давление у верхней кромки проема с наветренной стороны ворот

$$P = P_v + P_g = 3,58 + 0 = 3,58 \text{ кгс/м}^2.$$

8. Относительное избыточное наружное давление для ворот с наветренной стороны

$$\bar{P}_v = \frac{P}{H_v \Delta \rho} = \frac{3,58}{20 \cdot 0,205} = 0,87;$$

для светового проема с заветренной стороны $P_v = 0$.

9. Относительное и избыточное внутреннее давление, величина $B_{\Sigma G}$ и расход воздуха через рассматриваемые проемы (приводятся в табл. 5).

Таблица 5

Величина фильтрации воздуха в зависимости от условного давления в ангаре через проемы

Для ворот с наветренной стороны				Для светового проема с заветренной стороны		
P_0 , кгс/м ²	\bar{P}_0	$B_{\Sigma G}$	ΣG , кг/ч	\bar{P}_0	$B_{\Sigma G}$	ΣG , кг/ч
2	0,488	+1,7	+472 000	1,624	-1,9	-65 700
3	0,732	+1,3	+361 000	2,436	-2,9	-100 000
4	0,976	+0,85	+236 000	3,248	-3,5	-121 000
5	1,020	+0,4	+111 000	4,060	-4,0	-138 000
6	1,464	+0,01	+2800	4,872	-4,3	-149 000
7	1,708	-0,5	-139 000	5,684	-4,7	-163 000
8	1,952	-1,01	-281 000	6,50	-5,1	-176 000

Примечания. 1. При расчете данных табл. 5 величину внутреннего давления P_0 обычно принимают в пределах от 1 до 10 кгс/м². Величину $B_{\Sigma G}$ определяют по графику рис. 37 в зависимости от P_v и P_0 .

2. Расчет данных табл. 5 приведен по следующим формулам: относительное давление

$$\bar{P}_0 = \frac{P_0}{H \Delta \rho};$$

величина фильтрации

$$\Sigma G = B_{\Sigma G} G_{\Delta \rho} F.$$

3. В расчете приняты следующие данные:

для проема ворот $F_n = 4320 \text{ м}^2$; $G_{\Delta \rho_v} = 64,3 \text{ кг/м}^2 \cdot \text{ч}$;

для светового проема $F_{с.п} = 1296 \text{ м}^2$; $G_{\Delta \rho_c} = 26,68 \text{ кг/м}^2 \cdot \text{ч}$.

10. Давление внутри цеха.

Для определения внутреннего давления в цехе на основании данных табл. 5 строят вспомогательные графики зависимости количества инфильтрующегося воздуха через проем от условно заданного давления P_0 .

Вспомогательные графики строят отдельно для всех проемов в следующем порядке: по оси абсцисс откладывают количество инфильтрационного со знаком плюс и количество эксфильтрационного со знаком минус воздуха (кг/ч), по оси ординат — соответствующие давления (кгс/м²).

Соединяя полученные точки для данного проема плавной кривой, получают график зависимости количества фильтрующегося воздуха от внутреннего давления. При этом, если кривая или часть ее находится справа от ординаты

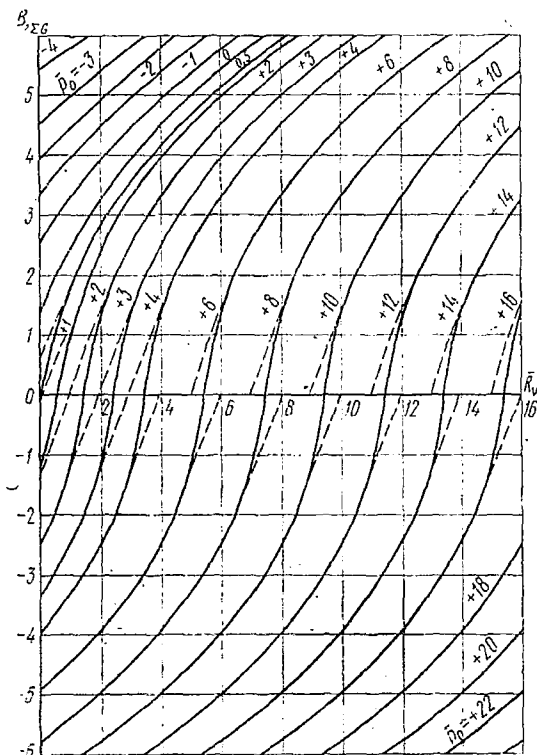


Рис. 37. График для определения коэффициентов $B_{\Sigma G}$

$\Sigma G=0$, то через данный проем или часть его происходит инфильтрация. Наоборот, если кривая или часть ее расположена слева от ординаты $\Sigma G=0$, то происходит эксфильтрация.

Искомое внутреннее давление на графике определяется в точке пересечения суммарной кривой, представляющей сумму количеств инфильтрующегося и эксфильтрующегося воздуха, через все проемы в ангаре с ординатой $\Sigma G=0$.

Как видно из графиков (рис. 38), внутреннее давление в цехе P_0 составляет $4,9 \text{ кгс/м}^2$.

И. Действительное относительное давление внутри ангара: для проема ворот

$$\bar{P}_0 = \frac{P_0(\text{граф})}{H_B \Delta \rho} = \frac{4,9}{20 \cdot 0,205} \approx 1,2;$$

(P_0 определяем по графику на рис. 38):

для светового проема

$$\bar{P}_0 = \frac{P_0(\text{граф})}{H_C \Delta \rho} = \frac{4,9}{6 \cdot 0,205} = 4.$$

12. Коэффициенты инфильтрации $B_{\text{и}}$ и эксфильтрации $B_{\text{э}}$, учитывающие действие ветра на величину фильтрации. Методика предусматривает следующие случаи расчета коэффициентов $B_{\text{и}}$ и $B_{\text{э}}$ для проемов при трапециевидной эпюре давления снаружи:

при $\bar{P}_0 - \bar{P} < 0$

$$B_{\text{и}} = [1 - \bar{P}_0 + \bar{P}]^{3/2} - (\bar{P} - \bar{P}_0)^{3/2} \sqrt{2}; \quad B_{\text{э}} = 0;$$

при $0 < \bar{P}_0 - \bar{P} < 1$

$$B_{\text{и}} = (1 - \bar{P}_0 + \bar{P})^{3/2} \sqrt{2}; \quad B_{\text{э}} = -(\bar{P}_0 - \bar{P})^{3/2} \sqrt{2};$$

при $\bar{P}_0 - \bar{P} > 1$

$$B_{\text{и}} = 0; \quad B_{\text{э}} = [(\bar{P}_0 - \bar{P} - 1)^{3/2} - (\bar{P}_0 - \bar{P})^{3/2}] \sqrt{2}.$$

Расчет коэффициентов $B_{\text{и}}$ и $B_{\text{э}}$ для каждого проема: для проема ворот

$$\bar{P}_0 - \bar{P} = 1,2 - 0,87 = 0,33 \text{ или } 0 < 0,33 < 1,$$

следовательно,

$$B_{II} = (1 - \bar{P}_0 + \bar{P})^{3/2} \sqrt{2} = (1 - 1,2 + 0,3)^{3/2} \sqrt{2} = 0,77;$$

$$B_3 = -(\bar{P}_0 - \bar{P})^{3/2} \sqrt{2} = -(1,2 - 0,37)^{3/2} \sqrt{2} = -0,27;$$

для светового проема

$$\bar{P}_0 - \bar{P} = 4 - 0 = 4 \text{ или } 4 > 1,$$

следовательно,

$$B_{II} = 0;$$

$$B_3 = [(\bar{P}_0 - \bar{P} - 1)^{3/2} - (\bar{P}_0 - \bar{P})^{3/2}] \sqrt{2} = [(4 - 0 - 1)^{3/2} - (4 - 0)^{3/2}] \sqrt{2} = -3,96.$$

13. Количество инфильтрующегося воздуха через проемы:

через проем ворот

$$G_{II} = B_{II} G_{\Delta} \rho_B F_B = 0,77 \cdot 64,3 \cdot 4320 = 215\,000 \text{ кг/ч};$$

через световой проем

$$G_{II} = 0, \text{ так как } B_{II} = 0.$$

14. Количество эксфильтрующегося воздуха через проемы:

через проем ворот

$$G_3 = B_3 G_{\Delta} \rho_B F_B = -0,27 \cdot 64,3 \cdot 4320 = -75\,200 \text{ кг/ч};$$

через световой проем

$$G_3 = B_3 G_{\Delta} \rho_B F_B = -3,96 \cdot 26,63 \cdot 1296 = -138\,000 \text{ кг/ч},$$

$$\text{итого } -(75\,200 + 138\,000) = -213\,200 \text{ кг/ч}.$$

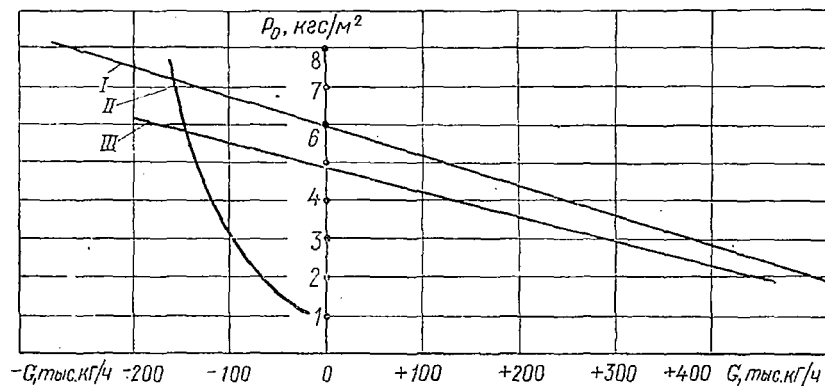


Рис. 38. Вспомогательный график для определения давления внутри помещения:

I — расход воздуха через конструкцию ворот; II — расход воздуха через световой проем; III — суммарный расход воздуха

15. Проверка

Расчет считается оконченным, если количество инфильтрующегося воздуха равно количеству эксфильтрующегося. Допускаемое расхождение не более, 5%.

В данном случае

$$Q_{15\ 000} \approx -213\ 200,$$

т. е. расхождение не превышает 1%, что является допустимым.

16. Количество тепла, необходимого для нагревания инфильтрующегося воздуха

$$Q_3 = G_n c (t_B - t_H) = 215\ 000 \cdot 0,24 (15 + 26) = 2\ 120\ 000 \text{ ккал/ч.}$$

16. Пример теплотехнического расчета системы водяного напольного отопления

Для схемы пола, представленной на рис. 139, нужно определить расстояние между трубами и длину трубопровода змеевика.

Данные для расчета:

средняя температура пола в помещении 30, 35 и 40° С;

температура воздуха в цехе $t_B = 10^\circ \text{С}$;

глубина заложения труб $h = 0,08 \text{ м}$;

коэффициент теплопроводности материала массива пола над трубой 1 ккал/м·ч·град;

диаметр трубы 27/32 мм;

средняя температура теплоносителя $\frac{95 + 70}{2} = 82,5^\circ \text{С}$. Так как объем помещения не задан, то потери тепла в грунт принимаем в размере 10% теплоотдачи.

По заданной средней температуре поверхности пола согласно методике, приведенной в л. 40, определяют расстояние между соседними трубами, расположенными в бетонном слое пола (табл. 6).

Таблица 6

Расстояния между трубами
в змеевике нагревательного элемента при $d_H = 32 \text{ мм}$ и $R_M = 0,08$

$\tau_{пл}$	Δt	α	q	R_H	$R_{об}$	a	c	$\frac{c}{a}$	s
30	20	10,2	204	0,098	0,178	0,385	0,49	1,24	0,527
35	25	10,7	267	0,094	0,174	0,390	0,36	0,92	0,366
40	30	11,2	336	0,089	0,169	0,392	0,22	0,56	0,210

Сопротивление тепловосприятно от воды к стенке трубы и сопротивление теплоотдаче стенке трубы в данном случае ввиду незначительной для практических расчетов величины, не учитывается.

Окончательно для конструирования панели принято расстояние между трубами с округлением в зависимости от средней температуры пола для:

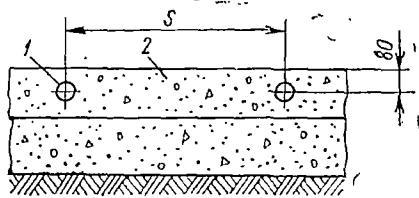
$$\tau_{пл} = 30^\circ \text{С}, s = 500 \text{ мм};$$

$$\tau_{пл} = 35^\circ \text{С}, s = 350 \text{ »}$$

$$\tau_{пл} = 40^\circ \text{С}, s = 200 \text{ »}.$$

Рис. 39. Схема обогреваемого пола с системой водяного напольного отопления:

1 — трубопровод отопления; 2 — обогреваемый бетонный слой



Для облегчения расчетов некоторых, наиболее часто встречающихся конструкций полов на рис. 28 и 29 приведены графики зависимости средней температуры пола от расстояния между трубами.

Длину трубопровода в змеевике определяют из выражения (34):

$$l = \frac{11\,250}{204 \cdot 1,1 \cdot 0,5} = 100 \text{ м (для } s = 500 \text{ мм);}$$

$$l = \frac{11\,250}{267 \cdot 1,1 \cdot 0,35} = 108 \text{ м (для } s = 350 \text{ мм);}$$

$$l = \frac{11\,250}{336 \cdot 1,1 \cdot 0,2} = 150 \text{ м (для } s = 200 \text{ мм).}$$

Здесь 11 250 — тепловая нагрузка змеевика [по формуле (35)];

$$Q_3 = 1 \cdot 450 (95 - 70) = 11\,250 \text{ ккал/ч.}$$

Количество воды, циркулирующей в змеевике G_3 , определено по формуле (36), исходя из минимально допустимой скорости для заданного диаметра трубы $d_B = 27$ мм.

$$G_3 = 0,25 \cdot 0,000573 \cdot 3600 \cdot 870 = 450 \text{ кг/ч.}$$

В зависимости от размеров свободной площади принимают соответствующую схему и конфигурацию змеевика. Размещают змеевики на свободной площади, определяют трассу магистралей и производят гидравлический расчет.

17. Пример теплотехнического расчета системы воздушного напольного отопления

Принятая система воздушного напольного отопления состоит из следующих основных элементов: калориферной вентиляционной установки, стальных воздухопроводов и подпольных каналов.

Подпольные каналы включают: центральный распределительный коллектор, каналы — нагревательные элементы, образованные путем последовательно соединенных многопустотных железобетонных плит, и сборный коллектор.

Исходные данные для расчета

теплотери цеха $Q = 1\,830\,000$ ккал/ч;

температура воздуха в цехе $t_B = +10^\circ \text{C}$;

температура воздуха на выходе из калорифера $t_1 = +90^\circ \text{C}$;

плотность воздуха $\rho = 1,094 \text{ кг/м}^3$ при $t_{cp} = \frac{90 + 10}{2} = 50^\circ \text{C}$;

обогреваемая площадь пола $42 \cdot 48 \approx 2020 \text{ м}^2$;

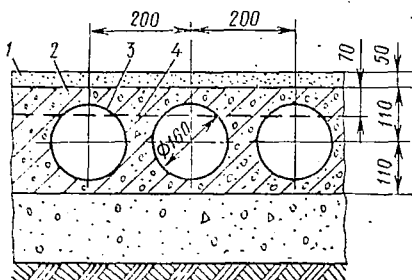


Рис. 40. Схема обогреваемого пола с системой воздушного напольного отопления:

1 — покрытие пола; 2 — железобетонная плита; 3 — пустоты, являющиеся воздухоходами; 4 — линия, проходящая через центр верхних образующих

площадь поперечного сечения каналов в многупустотных плитах 7,22 м²; количество воздуха, необходимое для компенсации теплотерь,

$$L = \frac{Q}{c \rho (t_1 - t_w)} = \frac{1\,830\,000}{0,24 \cdot 1,091 (90 - 10)} = 87\,500 \text{ м}^3/\text{ч};$$

0,24 — удельная теплоемкость воздуха, ккал/кг·град.

Конструкция пола представлена на рис. 40.

Решение задачи требует выполнения теплотехнического поверочного расчета.

Рекомендуемый метод при этом сводится к следующему. Задаваясь средней температурой пола, определяют температуру воздуха на выходе из подпольных каналов.

Общее сопротивление теплопередаче массива пола определяют по формуле (19).

1. Сопротивление тепловосприятию в канале [по формуле (27)]

Критерий Рейнольдса

$$Re = \frac{vd}{\nu} = \frac{3,46 \cdot 0,16}{21,09 \cdot 10^{-6}} = 26\,400,$$

где v — скорость движения воздуха в каналах, м/с;

$$v = \frac{875\,000}{3600 \cdot 7,22} = 3,46 \text{ м/с};$$

d — диаметр отверстий, равен 0,16 м;

ν — коэффициент кинематической вязкости воздуха, м²/с. Задаваясь средней температурой воздуха в подпольных каналах, равной 80°С, принимаем его по справочным данным:

$$\nu = 21,09 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}.$$

Так как $Re=26\,400$, т. е. больше 10^4 , то определяется критерий Нуссельта по формуле для развитого турбулентного потока

$$Nu = 0,018 Re^{0,8} = 62,3.$$

Коэффициент тепловосприятия от воздуха к стенке канала

$$\alpha_B = \frac{Nu \lambda_B}{d} = \frac{62,3 \cdot 0,0262}{0,16} = 10,1 \text{ ккал/м}^2 \cdot \text{ч} \cdot \text{град}.$$

Здесь $\lambda_{в}$ — коэффициент теплопроводности воздуха (задаваясь средней температурой 80°C , принимаем его по таблице).

$$\lambda_{в} = 0,0262 \text{ ккал/м}\cdot\text{ч}\cdot\text{град.}$$

Сопrotивление теплопроводности [по формуле (27)]

$$R_{в}' = \frac{0,22}{10,1 \cdot 0,16} = 0,135 \text{ м}^2\cdot\text{ч}\cdot\text{град/ккал.}$$

2. Сопrotивление теплопередаче массива пола [по формуле (31)]

$$R_{м} = \frac{0,05}{0,75} + \frac{0,07}{1,25} = 0,123 \text{ м}^2\cdot\text{ч}\cdot\text{град/ккал.}$$

Для определения средней температуры на поверхности обогреваемого пола принята зависимость (38). Как указано выше, эта зависимость справедлива при относительном шаге нагревательных элементов примерно 5—25. В рассматриваемом примере отношение $\frac{s}{d} = \frac{220}{160} = 1,3$.

Для такой схемы обогреваемого пола, расположенного на грунте, решения в настоящее время не имеется. Поэтому в данном случае для расчета воздушного напольного отопления зависимость, рекомендуемая для водяного отопления, условно принята с поправкой, касающейся расчетной толщины обогреваемого слоя бетона над трубой. В расчете принята толщина бетонного слоя, равная расстоянию от поверхности покрытия пола до линии, проходящей через верхние образующие каналов (см. рис. 40, поз. 4).

3. Сопrotивление теплоотдаче пола [по формуле (32)]

$$R_{п} = \frac{1}{10,1} = 0,099 \text{ м}^2\cdot\text{ч}\cdot\text{град/ккал.}$$

Здесь $10,1$ — коэффициент теплоотдачи пола α (определен по графику рис. 24, при предварительно принятой средней температуре пола $t_{пл} = 30^{\circ}\text{C}$).

При $t_{пл} - t_{в} = 30 - 10 = 20^{\circ}\text{C}$, $\alpha = 10,1 \text{ ккал/м}^2\cdot\text{ч}\cdot\text{град}$.

4. Общее сопротивление теплопередаче массива пола [по формуле (19)]

$$R_{об} = 0,135 + 0,123 + 0,099 = 0,357 \text{ м}^2\cdot\text{ч}\cdot\text{град/ккал.}$$

5. Средняя температура пола [по формуле (38)] при $a = 0,0206$

$$t_{пл} = 10 + \frac{80 - 10}{0,357 \cdot 10,1} [1 - 0,0206 \cdot 0,22 (90 \cdot 0,16 - 0,22)] = 29,5^{\circ}\text{C}.$$

Вычисленная величина температуры пола близка к ранее принятой $t_{пл} = 30^{\circ}\text{C}$ (см. п. 3 расчета), поэтому дальнейших уточнений не делается. В противном случае следует вновь принимать среднюю температуру пола и откорректировать расчет.

6. Теплоотдача системы отопления [по формулам (23) и (25)]

$$Q_{пл} = 10,0 (29,5 - 10) 2020 = 396 000 \text{ ккал/ч.}$$

Здесь $10,0$ — коэффициент теплоотдачи пола, принятый по графику рис. 24 при $29,5 - 10 = 19,5^{\circ}\text{C}$, $\alpha = 10,0 \text{ ккал/м}^2\cdot\text{ч}\cdot\text{град}$.

7. Потери тепла в грунт приняты 10% теплоотдачи пола

$$Q_z = Q_{\text{пл}} \cdot 0,1 = 39\,600 \text{ ккал/ч.}$$

8. Тепловая нагрузка системы напольного отопления с учетом потери тепла в грунт.

$$Q_c = 396\,000 + 39\,600 = 435\,600 \text{ ккал/ч.}$$

9. Температура воздуха на выходе из подпольных каналов [по формуле (39)].

$$t_2 = t_1 - \frac{Q_c}{L c \rho} = 90 - \frac{435\,600}{87\,500 \cdot 0,24 \cdot 1,0} = 69,2^\circ\text{C.}$$

Здесь 1,0 — плотность воздуха ρ при средней температуре воздуха в каналах 80°C , $\rho = 1,0 \text{ кг/м}^3$.

10. Средняя температура воздуха в подпольных каналах.

$$t_{\text{ср}} = \frac{90 + 69,2}{2} = 79,6^\circ\text{C.}$$

Полученная величина также близка ранее принятым в расчетах (см. п. 1 и 9), $t_{\text{ср}} = 80^\circ\text{C}$.

На этом теплотехнический расчет заканчивается.

В результате проведенного теплотехнического расчета системы напольного отопления, в которой теплоносителем является воздух, получены следующие данные:

теплоотдача напольного отопления 396 000 ккал/ч;

потери тепла в грунт 39 600 ккал/ч;

тепловая нагрузка системы 435 600 ккал/ч;

средняя температура пола $29,5^\circ\text{C}$;

температура воздуха на выходе из подпольных каналов $79,6^\circ\text{C}$.

Глава V

КОНСТРУКЦИИ ПОЛОВ, ОБОГРЕВАЕМЫХ ВОДЯНЫМ НАПОЛЬНЫМ ОТОПЛЕНИЕМ

18. Требования к конструкции

Слой обогреваемого пола, в котором расположены трубы напольного отопления, выполняются из тяжелого бетона с объемной массой 2200—2400 кг/м³, обладающего необходимой теплопроводностью.

Применение бетона с меньшей объемной массой приведет к перерасходу стальных труб и снижению теплоотдачи панели. Более низкая теплопроводность увеличивает сопротивление теплопередаче бетонного слоя, поэтому для обеспечения необходимого теплового взаимодействия смежных труб приходится уменьшать расстояние между ними.

Толщину слоя бетона в ангарах принимают не менее 120 мм, в пассажирских зданиях — не менее 70 мм. Минимальное расстояние от верха трубы до поверхности бетонного слоя, в котором она расположена, в полах со сплошным покрытием составляет: для ангаров — 50 мм, для пассажирских зданий — 30 мм, а в зданиях, где полы выполнены с покрытием из штучных материалов (керамических плиток, натурального камня), линолеума и тому подобных материалов, — 20 мм.

Марку бетона, в котором расположены трубы нагревательных элементов, принимают в ангарах не ниже 300 по прочности на сжатие и не ниже 45 по прочности на растяжение при изгибе; в пассажирских зданиях не ниже 150 по прочности на сжатие и 22 по прочности на растяжение при изгибе. Бетон должен быть пластичным с содержанием цемента в 1 м³ бетона не менее 300 кг.

При изготовлении бетона, предназначенного для укладки в слой обогреваемого пола, не разрешается применять шлакопортландцемент и магнезиальный цемент. Инертные, входящие в состав этого бетона, необходимо применять нейтральные, т. е. не содержащие примесей, которые могут нарушить адгезию металла и бетона или вызвать коррозию наружной поверхности труб.

Не допускается применять кислые заполнители, заполнители, содержащие морскую воду, морской песок, шлак, соли магния и электролиты. Вода, применяемая для затворения бетона, не должна вызывать коррозию труб. В процессе укладки бетона запрещается применять химические ускорители или замедлители твердения бетона, увеличивающие его гигроскопичность, вызывающие коррозию или снижающие его долговечность.

Обогреваемые полы, расположенные на грунте, следует устраивать по тщательно утрамбованному основанию или песчаной подготовке. Толщина уплотненного основания под полы с трубами отопления должна быть не менее 1 м.

Бетонный массив обогреваемого пола в промышленных зданиях рекомендуется выполнять из двух слоев — верхнего слоя, в котором расположены трубы отопления, и нижнего основного. Между верхним и нижним слоями бетона предусматривают гидроизоляционный ковер, препятствующий проникновению воды к трубам из подстилающего грунта, а также не допускающий проникновения воды в основание пола при случайной утечке ее из труб.

В промышленных зданиях гидроизоляционный ковер, кроме того, является разделителем. В этом случае его выполняют из двух слоев пергамина. Нижний слой следует наклеивать по битумной мастике, верхний укладывать насухо.

В пассажирских зданиях допускается устройство гидроизоляционного ковра из одного слоя пергамина, укладываемого по битумной мастике. В полах над подвалами, а также в полах, устраиваемых по основанию из просадочных грунтов, выполняют гидроизоляционный ковер из двух слоев пергамина, уложенных по битумной мастике.

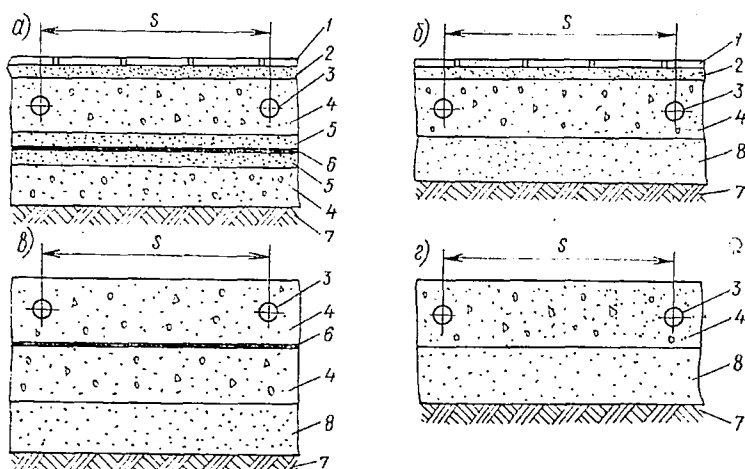


Рис. 41. Схемы обогреваемых полов для производственных и общественных зданий:

а и *б* — с покрытием; *в* и *г* — без покрытия; 1 — покрытие; 2 — цементная стяжка; 3 — нагревательный элемент; 4 — бетонный слой; 5 — стяжка; 6 — гидроизоляция; 7 — уплотненный или стабилизированный грунт; 8 — песчаный слой

Типовые конструкции обогреваемых полов представлены на рис. 41. При наличии арматурных сеток в бетонном слое трубы отопления размещают между ними. Нагревательные элементы в полу располагают в пределах площади одной бетонной «карты», ограниченной температурно-усадочными швами, не допуская их пересечения. Если по трассе магистральных трубопроводов встречаются температурно-усадочные швы, то в местах пересечения предусматривают специальные компенсирующие устройства.

Крайние трубы змеевиков напольного отопления не разрешается укладывать ближе 50 см от обреза панели, в том числе от фундаментов, стен и тому подобных конструкций. Расположение змеевиков и магистральных трубопроводов должно быть увязано с расположением в полах других коммуникаций и оборудования.

Чертежи с компоновкой элементов напольного отопления должны быть подписаны конструктором, технологом, электриком, водоснабженцем и другими специалистами, имеющими отношение к размещению в обогреваемом полу различного оборудования и коммуникаций. В проектах указывают привязку змеевиков и магистралей к строительным конструкциям.

19. Требования к покрытиям полов

Покрытия обогреваемых полов в производственных помещениях проектируют с учетом механических и химических воздействий на полы; как конструкция, так и покрытие полов должны

удовлетворять требованиям СНиП II—В·8—71. Полы. Нормы проектирования.

Покрытия обогреваемых полов могут быть сплошными или из штучных материалов — плиток, например керамических, шлако-ситалловых или из натурального камня. Во всех случаях при проектировании обогреваемых полов целесообразно применять покрытие из материалов, имеющих коэффициент теплопроводности не менее чем у бетонного слоя, в котором расположены нагревательные элементы отопления.

Швы в покрытии из штучных материалов не должны допускать проникновения жидкостей и других агрессивных веществ в слой бетона с трубами отопления. Применение рулонных или плиточных покрытий полов на основе полимеров при обычных мастиках (битумных, казенно-цементных и тому подобных) не допускается. Покрытия полов должны быть термостойкими, а мастики, кроме того, и безводными.

Сплошное бетонное покрытие выполняют из высококачественного бетона, не создающего пыли в помещении. В противном случае необходимо предусматривать специальное беспыльное покрытие из штучных материалов.

20. Полы с демонтируемыми нагревательными элементами

Существенным недостатком систем водяного напольного отопления является трудоемкость замены вышедших из строя нагревательных элементов, расположенных в монолитном бетонном слое пола.

Применение обогреваемых полов с демонтируемыми нагревательными элементами (авторское свидетельство № 244593) позволяет в процессе эксплуатации при случайном возникновении течи локализовать ее и произвести несложную замену вышедших из строя трубопроводов.

Конструкция такого пола (рис. 42) сочетает качества как монолитных, так и сборных полов. Змеевики располагают в монолитном бетонном слое, укладываемом обычным способом. Применение специальных разделителей как бы делит слой бетона на отдельные сборные плиты — нагревательные элементы преимущественно с двумя трубами. Благодаря этому создается возможность в случаях крайней необходимости легко отделять и демонтировать любую из нагревательных элементов (см. рис. 42).

Швы между нагревательными элементами и разделителями выполняют из пергамина или рубероида. Их перекрывают на всю длину покрытием пола. Предотвращение сцепления слоя бетона и разделителя обеспечивается смазкой наружной поверхности последнего перед бетонированием.

Толщина бетонного слоя демонтируемого нагревательного элемента определяется расчетом, в частности для ангарных цехов исходя из веса оборудования и воздушных судов, находящихся в помещении.

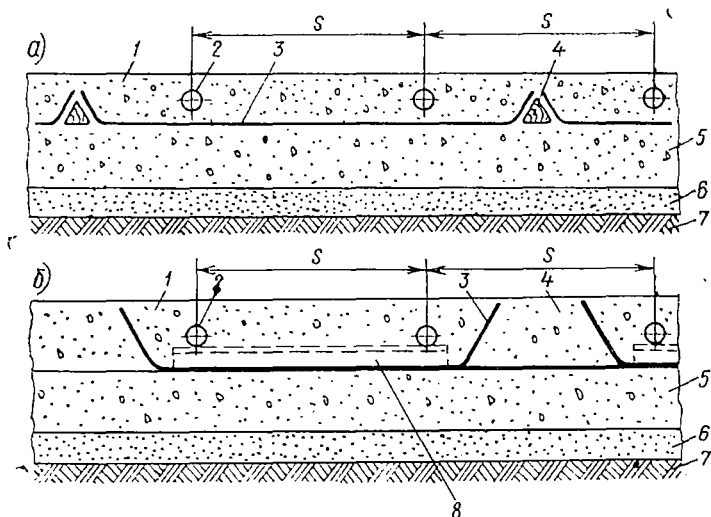


Рис. 42. Схемы обогреваемого пола с демонтируемыми нагревательными элементами:

а — разделитель из дерева; *б* — разделитель бетонный; 1 — обогреваемый бетонный слой; 2 — груба отопления; 3 — гидроизоляционный слой; 4 — разделитель; 5 — основной бетонный слой; 6 — песок; 7 — уплотненный или стабилизированный грунт; 8 — опора под трубопровод из стального уголка

В тех случаях когда устранить течь в змеевиках путем заварки отдельных свищей невозможно, производят замену нагревательного элемента с поврежденной трубой. Змеевик, где имеется поврежденный нагревательный элемент, отключают от магистральных трубопроводов и продувкой сжатым воздухом удаляют из него воду. Для подключения шланга с сжатым воздухом на ответвлениях у змеевика предусмотрены специальные штуцера.

Отсоединение змеевика от магистрали осуществляют посредством сгонов. На участке, где подключены змеевики к магистралям, снимают плиты канала и стропуют тросом концы труб, выходящих в канал. Нагревательный элемент выдергивают подъемным механизмом. На освободившееся место вновь настилают гидроизоляционный ковер и выполняют другие вспомогательные работы — проверку вновь устанавливаемой трубы, смазку поверхности изоляции и т. п. Затем устанавливают опоры и приступают к монтажу нагревательного элемента.

После гидравлического испытания отремонтированного змеевика в подготовленное место укладывают бетонный раствор. Включают циркуляцию теплоносителя и канал перекрывают сборными плитами, снятыми ранее.

Основные приемы демонтажа нагревательного элемента показаны на рис. 43. В начале демонтажа концы трубопровода готовят к строповке. При этом часть бетонной полосы с нагревательным элементом между смежными разделителями отрываю

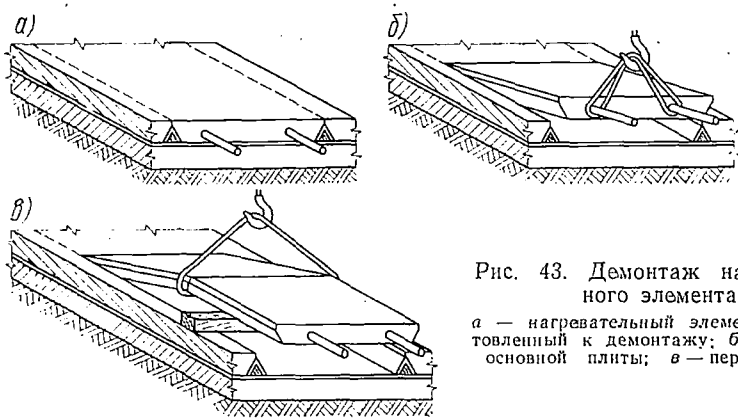


Рис. 43. Демонтаж нагревательного элемента:

а — нагревательный элемент, подготовленный к демонтажу; б — отрыв от основной плиты; в — перестроповка

от основной панели. Длина оторванной полосы при первой строповке зависит от высоты подъема ее механизмом и от приложенного усилия. Если длина нагревательного элемента превышает длину оторванной за один подъем плиты, необходима перестроповка (рис. 43, в).

Опыты, проведенные канд. техн. наук О. Н. Тощим и инж. Ю. Я. Берлиным (ГПИ и НИИ ГА), показали, что при обычной конструкции пола необходимое усилие для отрыва части плиты составляет 1,5—2,0 тс. Длина оторванной бетонной полосы при этом колеблется от 1,5 до 2,5 м.

Размеры демотируемой полосы соответствуют габаритам змеевика, уложенного в бетонном слое пола. Ширина равна, как правило, удвоенному расстоянию между трубами в змеевике. Длина равна длине змеевика, которая в ангарах достигает 20 м и более.

Расчетное усилие определяется в каждом конкретном случае при демонтаже. Поэтому в целях безопасности при выдергивании полос необходимо постоянно контролировать усилие отрыва.

Глава VI

ПРИСОЕДИНЕНИЕ СИСТЕМЫ ВОДЯНОГО НАПОЛЬНОГО ОТОПЛЕНИЯ К ТЕПЛОВЫМ СЕТЯМ

21. Общие требования

Системы водяного напольного отопления надежны и эффективны при условии выполнения следующих основных требований: у абонента на вводе должны быть обеспечены заданные параметры, достаточный располагаемый перепад давлений и необходимое количество теплоносителя; режим отпуска тепла должен соответствовать режиму потребления; теплоноситель не должен содержать

примесей, вызывающих коррозию или засорение трубопроводов; режим работы других потребителей тепла и горячей воды, присоединенных в данном узле, не должен отрицательно влиять на работу системы напольного отопления.

Наряду с перечисленными общими требованиями специальным условием для систем водяного напольного отопления является обеспечение скорости движения теплоносителя в горизонтально расположенных нагревательных элементах не менее 0,25 м/с.

Удовлетворить все эти требования возможно путем соответствующего присоединения систем напольного отопления к тепловым сетям.

22. Способы присоединения системы напольного отопления к тепловым сетям

Применяемые в настоящее время способы можно объединить в две группы, принципиально отличающиеся одна от другой. К первой группе относится способ независимого изолированного присоединения системы напольного отопления — присоединение через подогреватель; ко второй — способы зависимого присоединения: непосредственное присоединение, присоединение через элеватор и присоединение при помощи насосов, установленных на перемычке подающей магистрали или на обратной магистрали.

В изолированной системе отопления гидравлический и тепловой режимы не зависят от режима в тепловых сетях. Эти режимы могут быть экономически целесообразными для данной системы, если обеспечены требуемые параметры теплоносителя и достаточная прочность трубопроводов и оборудования.

При зависимом способе присоединения гидравлический режим системы полностью определяется соответствующими режимами тепловой сети. На работу таких систем оказывает существенное влияние неотрегулированность распределения количества теплоносителя между отдельными потребителями и несоблюдение температурного графика при центральном способе регулирования.

Присоединение систем напольного отопления к тепловым сетям через подогреватель по так называемой независимой изолированной схеме (рис. 44) осуществляется в тех случаях, когда в тепловой сети в качестве теплоносителя применяется пар; если на вводе перепад давлений недостаточен для обеспечения необходимой циркуляции в системе отопления, а также, когда система напольного отопления является основной для обогрева крупных сооружений — ангаров, вокзалов, пассажирских павильонов и других зданий.

Преимущества этого способа заключаются в том, что в системе отопления циркулирует одна и та же вода, практически не содержащая кислорода и не вызывающая коррозии труб; создается

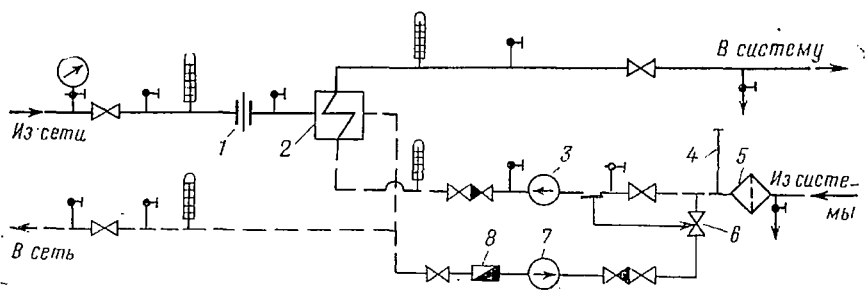


Рис. 44. Схема независимого присоединения системы напольного отопления к тепловой сети:

1 — диафрагма дроссельная; 2 — водоподогреватель; 3 — циркуляционный насос; 4 — трубопровод к расширительному сосуду; 5 — грязевик; 6 — регулятор напора; 7 — подпиточный насос; 8 — расходомер

возможность применять наиболее удобное местное регулирование режима отпуска тепла, соответствующее температурному режиму данного помещения; исключается засорение трубопроводов взвешенными частицами, находящимися в воде, циркулируемой в тепловых сетях; воздух из тепловых сетей не попадает в трубопроводы системы напольного отопления.

Последнее достоинство имеет очень важное значение в эксплуатации, так как при зависимом присоединении нескольких потребителей к одной тепловой сети система напольного отопления в связи с наименьшими скоростями движения воды в змеевиках, обычно параллельно присоединенных к магистралям, работает в худших условиях. Такое положение является причиной интенсивного поступления в систему напольного отопления воздуха и отложения в ее змеевиках взвешенных частиц из смежных систем, вследствие чего ухудшается эксплуатация напольного отопления и снижается его эксплуатационная надежность, возникает коррозия труб и происходит постоянное зарастание змеевиков.

Для защиты системы отопления от загрязнений на тепловом вводе в помещении теплового пункта как на подающей, так и на обратной магистралях должны быть установлены грязевики. Скорость движения воды в поперечном сечении грязевика должна быть не более 0,03 м/с.

Схема непосредственного присоединения системы отопления к тепловым сетям (рис. 45) применяется при подключении отдельных помещений или небольших зданий, когда вид теплоносителя, его параметры и режимы работ системы напольного отопления и тепловых сетей совпадают. При этом перепад давлений на вводе должен обеспечивать поступление требуемого расхода воды в систему отопления. Источником тепла в этом случае, как правило, является местная или групповая котельная с котлами низкого давления или обратная магистраль другой системы отопления, работающей на перегретой воде.

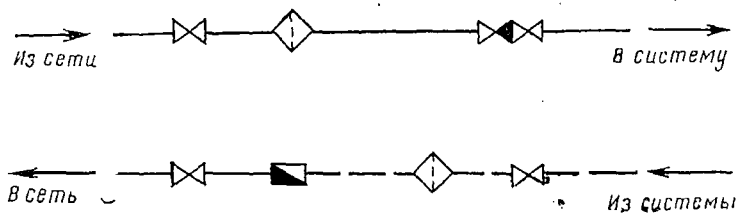


Рис. 45. Схема непосредственного подключения системы напольного отопления к тепловой сети. Размещение контрольно-измерительных приборов см. на рис. 44

Схема присоединения систем напольного отопления к тепловым сетям при помощи элеватора (рис. 46) до последнего времени являлась наиболее распространенной. Достоинствами элеваторной схемы является устойчивая работа при изменении теплового и гидравлического режимов в тепловых сетях. Элеватор не требует постоянного наблюдения. Изменять его производительность в некоторых пределах возможно путем подбора и замены необходимого калибра сопла. Количество подмешиваемой воды из обратной магистрали определяется требуемой температурой в подающей трубе отопления и расчетными перепадами температур в тепловой сети и системе отопления. Часть воды, не попавшая в элеватор из системы отопления, направляется в обратный теплопровод.

Наряду с указанными преимуществами эта схема при подключении системы напольного отопления обладает следующими эксплуатационными недостатками: не исключает поступление воздуха с теплоносителем из системы теплоснабжения в трубы напольного отопления и создает зависимость теплового и гидравлического режимов работы системы отопления от соответствующих режимов в тепловых сетях, часто не отвечающих из-за центрального регулирования требуемому режиму отпуска тепла для отдельных зданий. В связи с этим при обогреве напольным отоплением отдельных крупных сооружений не рекомендуется осуществлять элеваторное присоединение таких систем к тепловой сети.

Схемы непосредственного присоединения систем отопления с подмешивающим насосом, устанавливаемым в различных положениях — на перемычке, на подающем и на обратном трубопрово-

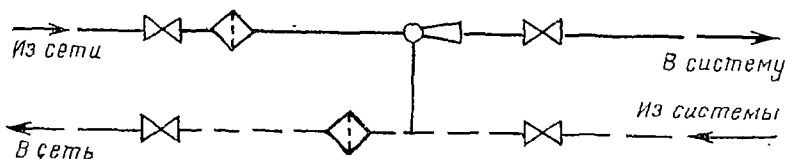


Рис. 46. Схема элеваторного присоединения системы напольного отопления к тепловой сети. Размещение контрольно-измерительных приборов см. на рис. 44

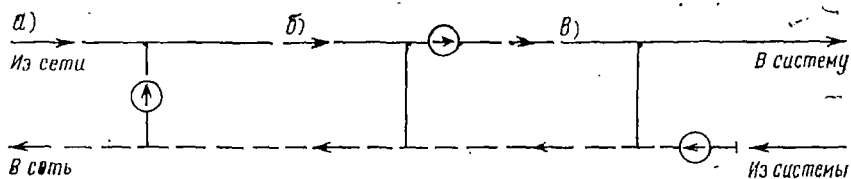


Рис. 47. Принципиальные схемы присоединения системы напольного отопления к тепловой сети с подмешивающим насосом:

а — насос на перемычке; б — насос на подающей магистрали; в — насос на обратной магистрали

дах, представлены на рис. 47. Эти схемы применяют в тех случаях, когда невозможно использовать элеваторное присоединение. В частности, насос на перемычке (рис. 47, а) устанавливают при недостаточном напоре на вводе. Если статическое давление системы равно или превышает давление в подающем трубопроводе, то насос подключают к подающей магистрали (рис. 47, б). При давлении в тепловой сети, превышающем допустимый предел для данной системы, насос применяют на обратном трубопроводе отопления (рис. 47, в).

Следует отметить, что указанные схемы имеют те же недостатки при напольном отоплении, которые присущи элеваторному присоединению. Кроме того, при эксплуатации тепловых пунктов, осуществленных по схемам, приведенным на рис. 46 и 47, не исключено поступление воды из подающего трубопровода теплотехники непосредственно в систему отопления при внезапном нарушении работы насосно-подмешивающих устройств (насоса или элеватора).

Глава VII

ОСОБЕННОСТИ МОНТАЖА, НАЛАДКИ И ЭКСПЛУАТАЦИИ СИСТЕМЫ ВОДЯНОГО НАПОЛЬНОГО ОТОПЛЕНИЯ

23. Требования к монтажу

Длительная эксплуатация трубопроводов, расположенных в бетоне, обеспечивается качественным монтажом системы напольного отопления. Требования, которые учитывают в процессе монтажа, предъявляются: к качеству материала труб, способам их соединения, изготовлению змеевиков и размещению их в плане помещения, к опорам под трубы и местам их расположения, уклону трубопроводов, наполнению системы водой и к срокам начала бетонирования системы трубопроводов.

Для изготовления змеевиков рекомендуется принимать стальные бесшовные горячекатаные трубы по ГОСТ 8732—70 или холоднотянутые и холоднокатаные по ГОСТ 8734—58, более прочные по сравнению с обычно применяемыми для систем отопления стальными водогазопроводными трубами. Толщину стенок труб, укладываемых в бетон, из условия прочности, как правило, принимают не менее 2,5 мм.

В целях максимальной индустриализации монтажных работ змеевики или отдельные транспортабельные детали их могут быть изготовлены в центрально-заготовительных мастерских. Допускается также изготовление этих элементов и непосредственно на объекте.

При изготовлении змеевиков, укладываемых в бетон, нельзя применять резьбовые соединения, так как последние при незначительном нарушении резьбы могут оказаться источником коррозии. Изменение направления стального трубопровода необходимо выполнять за счет изгиба на определенный угол. При этом радиус изгиба принимают не менее четырех наружных диаметров трубы.

Овальность поперечного сечения изгиба, изготовленного таким образом, должна удовлетворять следующему условию:

$$\frac{d_n^{\delta} - d_n^{\mu}}{d_n} 100\% \leq 10\%, \quad (64)$$

где d_n^{δ} , d_n^{μ} и d_n — соответственно наибольший, наименьший и первоначальный наружные диаметры сечения изгиба.

Отклонение величины расстояния между смежными трубами в змеевике не должно превышать $\pm 5\%$.

Трубы сваривают квалифицированные сварщики электрической дуговой или газовой сваркой. Отобранные для сварки трубы не должны иметь следов коррозии, глубоких рисок и вмятин. Для обеспечения надлежащей надежности соединений при газовой сварке применяют присадочную проволоку марки С_в08 или С_в08А, удовлетворяющую требованиям ГОСТ 2246—60. Диаметр проволоки принимают равным половине толщины стенки свариваемых труб плюс 1 мм.

При электрической дуговой сварке нужно применять электроды марок ОММ-5 типа Э42, УОНИ-13/45 типа Э42А и МР-3 типа Э46, изготовленные из проволоки марки С_в08А, покрытые толстой или качественной обмазкой.

Во всех случаях сварной стык должен быть качественным и удовлетворять требованиям Инструкции по производству сварки трубопроводов внутренних санитарно-технических систем СН 128—60. Во избежание уменьшения живого сечения нагревательных элементов сварка трубопроводов в местах изгиба не допускается.

Контроль за качеством сварочных работ должен осуществляться систематически путем внешнего осмотра, а также путем просвечивания переносным гамма-аппаратом.

После окончания сварки просветы в змеевиках проверяют пропуском металлического шарика диаметром на 3—4 мм меньше внутреннего диаметра трубы.

Качество сварки всех стыков змеевика окончательно прозряется при гидравлическом испытании давлением 15 кгс/см². Змеевик считается выдержавшим испытание, если не наблюдается падения давления в течение 5 мин.

После гидравлического испытания оставшуюся в змеевиках влагу продувают воздухом. Концы змеевиков во избежание попадания в них посторонних предметов закрывают заглушками, которые снимают перед сваркой змеевика с магистралью.

Принятые змеевики должны быть замаркированы и отправлены к месту монтажа.

В процессе монтажа трубопроводов системы отопления змеевики устанавливают на специальные опоры, выполненные из бетона, камня или того же металла, из которого изготовлены змеевики. В целях повышения индустриализации монтажных работ при изготовлении змеевиков рекомендуется соединять их смежные ветви стальными уголками вместо обычно применяемых стальных полос. Высоту ребра уголка принимают из условия обеспечения необходимого защитного слоя бетона под трубой. Впоследствии при монтаже эти уголки могут служить опорами для ветвей змеевика.

Наиболее распространенные типы опор, применяемых под трубы напольного отопления, показаны на рис. 48.

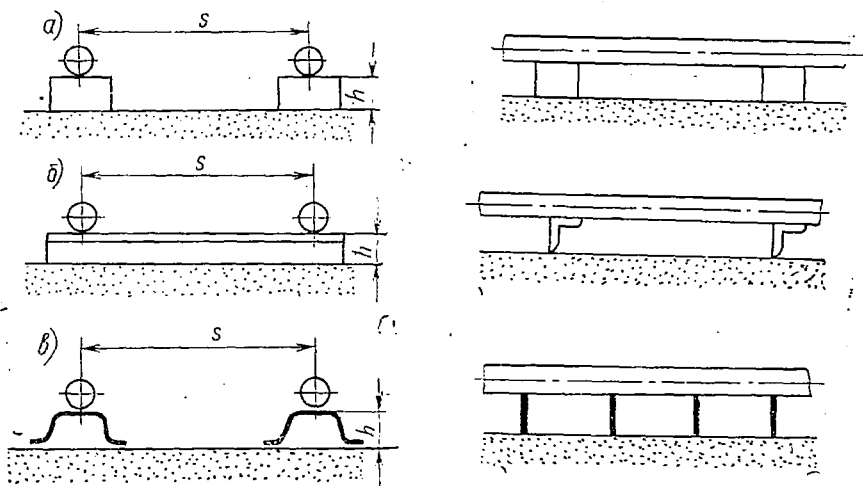


Рис. 48. Конструкции опор под стальные трубы, расположенные в напольной панели:

а — бетонная из сборных блоков; б — из стальных уголков; в — из стальной проволоки в виде каркаса; h — высота опоры (не менее 20 мм)

Если поверхность пола горизонтальная, верх всех опор должен находиться на одном уровне. Если же поверхность пола имеет уклон, то и отметки верха опор должны иметь соответствующий уклон, указанный в проекте. Не допускается выполнять опоры из материалов, способных вызвать коррозию труб.

В процессе монтажа все предполагаемые отступления от проекта подлежат согласованию в установленном порядке. При этом необходимо иметь в виду, что даже частичное изменение проекта приводит к нарушению гидравлического и теплового режимов работы системы. Так, например, если потери давления теплоносителя в трубопроводе прямо пропорциональны как его длине, так и сумме коэффициентов местных сопротивлений в первой степени, то они обратно пропорциональны его диаметру в пятой степени [см. формулы (50) и (53)]. Следовательно, если частичное изменение длины отдельных змеевиков или их формы не окажет существенного влияния на гидравлический режим, то изменение диаметров может привести к разрегулировке системы. Увеличение или уменьшение глубины заложения труб является причиной резкого падения или повышения температуры поверхности панели.

Компоновку нагревательных элементов в помещении следует производить с учетом рационального способа размещения поверхности нагрева с различной температурой. Наиболее интенсивную теплоотдачу целесообразно обеспечивать по периметру наружных стен, а в ангарных цехах, кроме того, и вдоль ворот.

Для уменьшения тепловых потерь через грунт при расположении нагревательных элементов непосредственно у наружных стен и ворот в основании пола в этих местах рекомендуется устраивать тепловую изоляцию. Сопротивление теплопередаче материала изоляции принимают не менее $1 \text{ м}^2 \cdot \text{ч} \cdot \text{град} / \text{ккал}$. Толщину полосы теплоизоляционного слоя принимают не менее 0,2 м при ширине 1 м. В некоторых случаях целесообразно выполнять теплоизоляционный слой вертикальным, размещая его непосредственно у фундамента стены.

Для удобства эксплуатации, а также удобства присоединения отдельных змеевиков и возможности регулирования их теплоотдачи прокладку магистралей отопления в крупных сооружениях, как правило, осуществляют в подпольных каналах. Для удаления проникающих в каналы взрыво- и пожароопасных вредностей предусматривают систему вытяжной вентиляции. Оборудование и арматуру этой системы применяют во взрывозащищенном исполнении.

Окончательное расположение опор, змеевиков и магистралей отмечается в акте на скрытые работы при участии представителей проектной, эксплуатационной и монтажной организаций.

Наружную поверхность смонтированных трубопроводов непосредственно перед бетонированием следует осмотреть, а при необходимости очистить от ржавчины, окислы и жира. Очистка труб наиболее эффективно производится металлическими щетка-

ми. Протирка труб растворами кислот и щелочей во избежание коррозии категорически запрещается.

При укладке трубопроводов в местах пересечения деформационных швов, а также в других местах, где возможна коррозия, их поверхность следует окрасить специальными антикоррозионными составами.

Смонтированная система трубопроводов должна быть испытана на прочность гидравлическим давлением.

Наполнение системы происходит через обратную магистраль водой из тепловой сети. При отсутствии тепловой сети, как исключение, допускается наполнять систему из водопровода. При температуре наружного воздуха ниже 0°C вода должна быть подогрета и приняты необходимые меры против ее замерзания.

Во всех случаях вода, поступающая в систему, не должна иметь температуру выше 55°C из-за опасения разрушения сварных соединений при неравномерном расширении трубы по периметру. Появление из сигнальной трубы расширителя воды без примеси воздуха свидетельствует о полном заполнении системы.

Работы по устройству всех коммуникаций (снабжения), расположенных ниже трубопроводов системы напольного отопления, следует закончить до начала монтажа этой системы. Бетонирование греющих трубопроводов производят непосредственно после монтажа или, во всяком случае, не позднее чем через 10 дней после окончания монтажа. В случае более длительного разрыва между монтажом нагревательных элементов и бетонированием обогреваемого пола систему нужно повторно осмотреть, трубы очистить от ржавчины, проверить их расположение и заново произвести гидравлическое испытание. При бетонировании система должна находиться под воздушным давлением, не менее чем 2 кгс/см^2 , чтобы своевременно обнаружить возможные повреждения труб. Укладку бетона следует выполнять в присутствии ответственного за монтаж представителя.

При производстве бетонных работ из-за возможного нарушения теплового и гидравлического режимов категорически запрещается нарушать опоры, крепление, а также установленные уклоны трубопроводов. Вибратор уплотнения бетона не должен работать над трубой во избежание смещения трубопроводов с закрепленных мест. После полного схватывания бетона систему подвергают испытанию на плотность гидравлическим давлением 10 кгс/см^2 в течение времени, необходимого для осмотра, но не менее 10 мин. Падение давления при этом не допускается.

24. Наладка и теплотехнические испытания

При наладке определяют фактическую тепловую мощность системы. Оценивая потери тепла в грунт, вычисляют полезную теплоотдачу и производят проверку возможности создания устойчи-

вой температуры воздуха в помещении при различных климатических условиях. Исходя из этого, наладка системы заключается в достижении равномерности прогрева массива панели по площади.

Наполнение системы водой производят по способу, указанному в п. 23. Для выявления равномерности прогрева массива пола осуществляют циркуляцию теплоносителя с постепенным повышением температуры, но не более чем на 10—15°С в час. Температура подогрева воды в зависимости от периода года должна соответствовать требуемой по отопительному графику и во всех случаях не должна быть меньше 60°С. При более низкой температуре воды установить непрогрываемые участки пола затруднительно.

Продолжительность циркуляции должна составлять не менее 48 ч при установившемся прогреве массива пола. В течение этого времени при помощи вентиля, установленных на ответвлениях, производят регулирование распределения воды по змеевикам, контролируя температуру воды на входе и выходе.

Равномерность прогрева массива пола определяют по температуре поверхности пола над каждым нагревательным элементом. Температуру воды определяют по показаниям ртутных термометров, установленных в гильзах на ответвлениях змеевиков. Для измерения температуры поверхности пола можно применять термометр или другой прибор подобного типа.

При обнаружении отдельных непрогрываемых участков пола рекомендуется отключить эти нагревательные элементы от магистральных линий, продуть их сжатым воздухом через штуцера, установленные на ответвлениях к змеевику, и регулировочным вентилям установить требуемый расход воды, соответствующий определенному перепаду температуры воды между подающей и обратной магистралями.

Кроме того, равномерность распределения воды между змеевиками может проверяться по их гидравлическим сопротивлениям, измеренным водяным или ртутным дифференциальным манометром.

Если непрогрываемых участков несколько, это свидетельствует о засорении системы. В таких случаях необходимо осуществить ее промывку. Более эффективна промывка, если в системе чередовать прямую и обратную циркуляцию воды.

Производить промывку следует смесью воды и сжатого воздуха под давлением 3 кгс/см². При этом создается так называемое барботажное движение воды и наиболее быстрая очистка трубопроводов от отложений. Скорость воды при промывке должна превышать проектную в 3—5 раз.

По окончании промывки систему опорожняют и вновь заполняют чистой водой.

После выявления и устранения причин непрогрева участков пола приступают ко второму этапу наладки — теплотехническим испытаниям.

В процессе испытаний производят измерения показателей, характеризующих температурную обстановку в помещении, теплотехнические качества системы. Тепловую нагрузку (ккал/ч) определяют по формуле

$$Q_c = Gc(t_1 - t_2), \quad (65)$$

где G — количество теплоносителя, циркулирующего в системе отопления или в отдельных ее элементах, кг/ч;

c — удельная теплоемкость теплоносителя, ккал/кг·град;

t_1 и t_2 — температура теплоносителя соответственно в подающей и обратной магистралях, град.

Сравнивают полученную величину при данных климатических условиях с проектной, определенной по укрупненным измерителям,

$$Q = Vq_0(t_v - t_n), \quad (66)$$

где V — отапливаемый объем здания, м³;

q_0 — удельная тепловая отопительная характеристика, ккал/м³·ч·град.

Величину удельной тепловой характеристики нужно принимать по проектным данным из расчета теплопотерь.

Необходимо учитывать, что в формулу (65) входят потери тепла в прунт, которые составляют 5—10% теплоотдачи.

Значения, входящие в формулу (65), выявляют непосредственно при проведении измерений в натуральных условиях. Теплоемкость воды принимается по табличным данным по средней температуре.

Температуру воды в подающей t_1 и в обратной магистралях t_2 определяют по показаниям термометров, установленных в гильзах на этих магистралях.

Расходы воды, циркулирующей в системе G , определяется при помощи камерной диафрагмы и дифференциального манометра, устанавливаемых на подающей или обратной магистралях (рис. 49).

Наладка системы считается выполненной, если расхождение значений, определенных по формулам (65) и (66), не превышает 5%. При этом система отопления при соответствующих параметрах

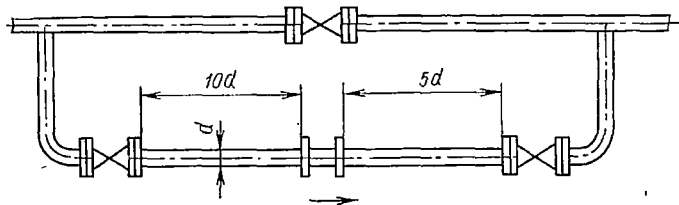


Рис. 49. Схема установки камерной диафрагмы на горизонтальном трубопроводе

теплоносителя должна обеспечивать заданную температуру воздуха в помещении.

Если наладку производят в зимнее время, то система отопления при параметрах теплоносителя, соответствующих наружной температуре воздуха, должна обеспечить требуемую температуру воздуха в помещении.

При недостаточном нагреве помещения необходимо проверить соответствие действительного и принятого перепада давлений между подающей и обратной магистралями системы. Если имеются расхождения, следует найти причину и устранить ее.

Для проведения наладочных работ используют следующие контрольно-измерительные приборы: дифференциальный манометр ДТ-50; камерную диафрагму; водяной дифференциальный манометр; термограф с недельным заводом; термомуш со шкалой 0—100° С; термометры ртутные разные.

25. Приемка отопительной системы в эксплуатацию

Подготовка системы к технической эксплуатации начинается в процессе монтажа. Вновь осуществленные и отремонтированные системы напольного отопления подлежат приемке в эксплуатацию специальными комиссиями в соответствии с действующими положениями. При приемке системы в эксплуатацию должны быть предъявлены следующие документы:

рабочие чертежи системы, пояснительная записка, нанесенные на чертежах изменения, согласованные при монтаже, и документы, относящиеся к этим согласованиям;

акты приемки скрытых работ, акт наружного осмотра системы и журнал скрытых работ;

паспорт системы, включающий оборудование теплового пункта;

акты проведения гидравлических испытаний;

акты на завершение наладочных работ и теплового испытания системы;

заключение наладочной организации о соответствии фактических теплотехнических показателей системы проектным.

Насосы, электродвигатели и прочее оборудование тепловых пунктов должны иметь прикрепленные к ним таблички, на которых указывается техническая характеристика оборудования, дата изготовления и завод-изготовитель.

Манометры и термометры, а также другие контрольно-измерительные и регулировочные приборы проверяют в установленном порядке.

Приемку системы напольного отопления в эксплуатацию рекомендуется осуществлять по этапам — наружный осмотр, гидравлические и теплотехнические испытания.

Наружный осмотр производится после монтажа непосредственно перед бетонированием греющих элементов. При наружном осмотре проверяют:

соответствие выполненных работ утвержденному проекту и требованиям действующих нормативных документов;

правильность и качество сборки соединений, предусмотренных уклонов магистральных трубопроводов, а в полах без уклона — горизонтальности змеевиков, расположенных в бетоне;

соответствие материала опор под трубопроводы предусмотренному проектом;

качество изготовления и правильность размещения компенсаторов, устанавливаемых на трубопроводах в местах пересечения температурно-усадочных швов бетонного пола;

качество очистки трубопроводов от ржавчины, масла и жира; наличие антикоррозионного покрытия на трубопроводах, уложенных в открытых местах;

наличие запорной и регулировочной арматуры, воздушных и дренажных устройств, предусмотренных проектом;

прочность креплений оборудования и трубопроводов;

действие арматуры и контрольно-измерительных приборов;

прямолинейность трубопроводов (наличие прогибов и вмятин на трубопроводах не допускается).

Кроме того, уточняют схему присоединения к тепловым сетям и техническую характеристику оборудования в тепловом пункте.

По окончании наружного осмотра комиссией составляются акты на скрытые работы и акт наружного осмотра, в которых отражают качество работ, все отступления от проекта, дефекты, подлежащие устранению, и сроки их устранения.

Несогласованные отступления от проекта, снижающие эффективность работы системы отопления, считаются дефектами системы и подлежат немедленному устранению.

После устранения выявленных дефектов составляется соответствующая справка заказчика и подрядчика, затем приступают к гидравлическому испытанию системы.

Гидравлическое испытание. Перед сдачей в эксплуатацию производится испытание системы на плотность давлением 10 кгс/см^2 . До бетонирования после окончания сварочных работ и закрепления опор трубопроводы системы проверяются на прочность гидравлическим давлением 15 кгс/см^2 . Продолжительность испытания не менее 4 ч.

Когда система находится под давлением, производится ее тщательный осмотр с простукиванием сварных швов молотком с закругленным бойком весом не более $1,5 \text{ кг}$. При этом должны быть зафиксированы и устранены все места утечек.

После устранения дефектов производится повторное испытание системы гидравлическим давлением 15 кгс/см^2 в течение времени, необходимого для осмотра, но не менее 10 мин. Падение давления при этом не допускается.

Гидравлическое испытание системы напольного отопления необходимо оформить актом, в котором отмечаются результаты испытания и готовность преющих элементов и системы в целом к бетонированию.

Если имеется возможность перед бетонированием подключить систему отопления к источнику теплоснабжения, то следует произвести пробную циркуляцию теплоносителя с целью выявления и устранения непрогреваемых участков.

Циркуляция теплоносителя в системе может быть начата только после достижения бетоном проектной прочности, т. е. не ранее чем через 28 дней после окончания укладки бетона.

26. Техническая эксплуатация

Правильная эксплуатация является необходимым условием безаварийной работы системы водяного напольного отопления. Ремонт систем этого типа представляет известные трудности, так как нагревательные элементы совмещены с бетонным массивом пола и их освобождение для ремонта связано с разрушением строительных конструкций. Для обеспечения бесперебойной работы системы напольного отопления обслуживающему техническому персоналу необходимо изучить систему отопления как по чертежам, так и путем осмотра и участия в монтаже, а также ознакомиться с материалами приемочной комиссии. Основой надежной эксплуатации этих систем является тщательная приемка их по элементам в процессе монтажа и своевременная ликвидация монтажных и проектных дефектов при сдаче системы в эксплуатацию.

Основными причинами выхода из строя систем напольного отопления являются наружная и внутренняя коррозия трубопроводов, расположенных в бетоне, замораживание труб, пробивка труб ударными инструментами и тяжеловесными грузами.

Коррозия наружной поверхности трубопроводов может быть исключена, если бетон удовлетворяет требованиям, изложенным в п. 18.

При бетонировании трубопроводов необходимо постоянно следить за качеством укладки бетона; нужно, чтобы бетон полностью обволакивал поверхность труб, предварительно очищенных от коррозии и слоев жира. Таким образом, будет обеспечено сцепление бетона и металла и исключена причина возникновения коррозии наружной поверхности трубы.

Включение в работу системы напольного отопления должно осуществляться при температуре в помещении не менее $+5^{\circ}\text{C}$.

В случае пуска системы напольного отопления в зимний период необходимо прогреть помещение до такой степени, чтобы температура слоя бетона в зоне расположения труб была не ниже 0°C . Наполнение системы водой нужно выполнять в соответствии с требованиями п. 23.

Включение системы производится последовательно, осуществляя циркуляцию теплоносителя через каждый отключаемый змеевик. Включение змеевиков рекомендуется начинать с наиболее теплой стороны помещения, обеспечивая тем самым пропрев бетона у смежных змеевиков, причем пуск последующего змеевика должен начинаться после достижения расчетной температуры панели предыдущего нагревательного элемента.

В процессе эксплуатации запрещается забирать воду из системы напольного отопления, так как пополнение этого расхода приводит к дополнительному поступлению в систему воздуха с водой и может служить причиной коррозии внутренней поверхности труб.

Текущий ремонт отдельных нагревательных элементов системы следует выполнять, отключая их, без остановки системы в целом.

Поврежденные нагревательные элементы пола должны быть заменены и вновь забетонированы. При бетонировании необходимо обеспечить сцепление бетона с трубопроводами.

При остановке системы во время весеннего осмотра, если не производится текущий ремонт, опорожнение системы запрещается во избежание возникновения коррозии внутренней поверхности труб.

При профилактическом ремонте системы наполнение ее следует производить деаэрированной водой сразу же после окончания ремонта. В исключительных случаях, когда применяется химически необработанная вода, после наполнения следует нагреть воду до 80°С с целью удаления из системы воздуха.

Контроль за наполнением системы водой проводится непрерывно в тепловом пункте по показаниям манометров, установленных на магистральных трубопроводах, и по сигнальной трубе от расширителя.

Во время эксплуатации нельзя допускать утечку воды из системы. Если же обнаружена утечка, систему необходимо немедленно заполнить водой.

В процессе эксплуатации следует регулярно производить спуск воздуха из воздухоотборников.

Основными источниками утечек из системы являются сальниковые уплотнения на запорной и регулирующей арматуре. Поэтому они требуют регулярного контроля.

При эксплуатации систем напольного отопления в производственных зданиях надо тщательно следить за тем, чтобы не попало на полы помещений агрессивных веществ — кислот, щелочей и т. п.

Прошивку пола в местах расположения нагревательных элементов напольного отопления может производить только обслуживающий персонал данного предприятия с разрешения главного механика или главного энергетика и под наблюдением лица, ответственного за эксплуатацию данной системы.

Категорически запрещается заземлять электросиловые установки на трубопроводы системы напольного отопления, так как это может вызвать электрическую коррозию трубопроводов.

В период профилактического ремонта отдельные змеевики системы, в которых прекращена циркуляция теплоносителя, могут быть продуты сжатым воздухом; при этом не спускают воду из всей системы. По окончании ремонта система должна быть испытана гидравлическим давлением.

В течение всего времени между отопительными сезонами в системе находится вода под избыточным давлением.

До начала отопительного сезона систему напольного отопления и оборудование в узле присоединения осматривают, выявленные дефекты устраняют и систему проверяют на тепловой эффект, о чем составляют соответствующий акт.

Продувку грязевиков, установленных на тепловом вводе, производят не реже одного раза в неделю.

При аварийной остановке системы воду из нее удаляют в течение первых двух часов. Из горизонтальных трубопроводов воду удаляют продувкой сжатым воздухом.

Большая тепловая аккумуляция системы, необходимая для поддержания стабильного температурного режима, обеспечивается за счет прогрева массива пола и подстилающего грунта. Поэтому в начале отопительного периода следует одновременно с отоплением помещения прогревать основание пола, для чего температуру теплоносителя поддерживают несколько выше, чем по отопительному графику (рис. 50). По окончании отопительного периода тепло, затраченное на прогрев грунта, возвращается прунтом в помещение; появляется возможность досрочного отключения системы напольного отопления от теплосети. В результате этого может быть получена соответствующая экономия топлива, которая до известной степени компенсирует дополнительный расход топлива, затраченный в начале отопительного периода.

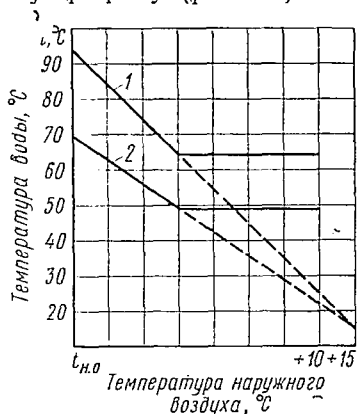


Рис. 50. Примерный график регулирования температуры воды в системе напольного отопления:

1 и 2 — изменение температуры воды в подающей и — обратной магистралях системы напольного отопления в зависимости от температуры наружного воздуха

Во избежание возможного замерзания воды в нагревательных элементах, расположенных непосредственно у ворот при открывании их на длительный период, в начале отопительного сезона рекомендуется повышать температуру воды и при возможности увеличивать ее скорость. Эти мероприятия осуществляют в узле управления путем

соответственно качественного и количественного регулирования, для чего в тепловом пункте целесообразно предусматривать необходимую дополнительную мощность оборудования.

Глава VIII

ДОПОЛНИТЕЛЬНЫЕ ОТОПИТЕЛЬНЫЕ УСТРОЙСТВА К НАПОЛЬНОМУ ОТОПЛЕНИЮ

В помещениях, имеющих большие ворота, например в ангарных цехах, где компенсация тепловых потерь одним напольным отоплением не обеспечивается, требуется осуществление дополнительных отопительных устройств.

В качестве дополнительных устройств в ангарных цехах наиболее часто применяли воздушно-тепловую завесу с нижней подачей воздуха и рециркуляционные воздушно-отопительные агрегаты, представляющие собой блоки калориферов и вентиляторов.

В практике эксплуатации этих устройств выявились их существенные недостатки. Завесы не обеспечивали равномерности перепада давлений выходящей струи воздуха по длине щели, конструкция подпольных каналов не предусматривала их очистки.

Воздушно-отопительные агрегаты, например СТД-300, в цехах с большой высотой должного эффекта не давали. Струя теплого воздуха выходит из агрегата с малой скоростью и, не попадая в рабочую зону, поднимается вверх. За счет перегрева верхней зоны увеличиваются теплотери через покрытие.

Наиболее целесообразным вариантом дополнительного отопления рекомендуется воздушно-тепловая защита, препятствующая проникновению холодных потоков воздуха в рабочую зону через щели в конструкции ворот. В некоторых случаях дополнительным устройством может служить система отопления с подвесными излучателями. Эта система удобна для осмотра. Ремонт ее отдельных элементов может производиться с минимальными затратами.

Кроме перечисленных устройств в цехах рекомендуется применять для подогрева воздуха в кабинах транспортной техники стационарную калориферную установку, так как в кабинах воздух прогревается значительно медленней, чем в помещении.

Воздушно-тепловая защита. Принцип действия воздушно-тепловой защиты заключается в смешении потоков подогретого и холодного воздуха, проникающего через щели ворот, в результате чего температура образовавшейся смеси должна быть равна заданной температуре воздуха в рабочей зоне.

Эффективность действия защиты достигается созданием равномерной плоской струи подогретого воздуха вдоль всей ширины

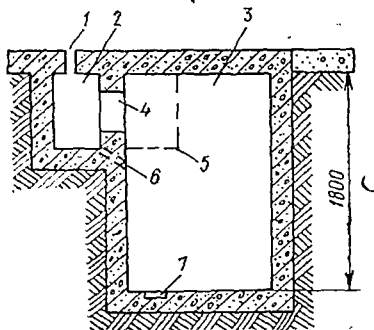


Рис. 51. Подпольный канал воздушно - тепловой защиты у ворот

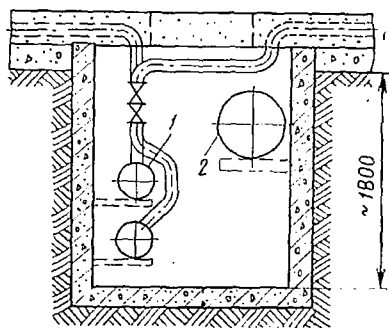


Рис. 52. Совместная прокладка труб отопления и воздухопровода в подпольном канале:
1 — магистральные трубопроводы отопления; 2 — воздухопровод

ворот, для чего рекомендуется предусматривать устройство подпольного канала (рис. 51) со сплошным прямоугольным отверстием и приточную установку. Для удобства очистки прямоугольного отверстия 1 и раздаточного канала 2 имеется проходной канал 3, служащий одновременно магистралью для подачи подогретого воздуха от вентиляционной установки.

Равномерность струи воздуха, выходящей из прямоугольного отверстия, по всей его длине гарантируется подачей из магистрали в раздаточный канал равного количества воздуха одновременно через все отверстия 4, снабженные специальными регулировочными шиберами.

Другой вариант схемы воздушно-тепловой защиты предусматривает размещение раздаточного канала внутри проходного (см. изображение пунктиром 5 на рис. 51). В этом случае раздаточный канал может быть выполнен из металлического листа или другого воздухонепроницаемого материала. Вода, попавшая в канал, удаляется через отверстие 6 в проходной канал, откуда по специальному лотку 7 направляется в канализацию.

Проходной канал 3, кроме того, возможно использовать для совместной прокладки других коммуникаций.

Приточную вентиляционную установку, обеспечивающую необходимый перепад давлений, а также подогрев воздуха, рекомендуется располагать в специальном помещении, которое может быть на первом этаже или в заглублении. Тепловая защита в виде завесы считается эффективной, если расход воздуха через 1 лог. м длины прямоугольного отверстия составляет не менее 2000 м³/ч.

Стационарная установка для подогрева воздуха в кабинах может быть размещена как в отдельном помещении, так и непосредственно в цехе. Подачу воздуха в кабину целесообразно осуществлять по воздухопроводам, проложенным в каналах совместно с магистралями отопления (рис. 52), откуда по гибким шлангам

диаметром 200 мм теплый воздух попадает в кабину. Производительность установки принимают исходя из десятикратного обмена воздуха в кабине. Температуру приточного воздуха следует принимать не более 70° С.

Обогрев направляющих ворот. Система обогрева состоит из трубчатых змеевиков, расположенных в бетоне около направляющих рельсов. Змеевики выполняют из стальных бесшовных труб с толщиной стенки не менее 4 мм. В качестве теплоносителя для этой системы рекомендуется применять горячую воду из тепловой сети. Присоединение системы обогрева к тепловой сети может быть осуществлено в зависимости от конкретных условий объекта, по независимой схеме или непосредственно.

Тепловая нагрузка системы обогрева определяется из расчета теплоотдачи, равной 300 ккал/м²·ч. Коэффициент, учитывающий потери тепла в пульт, рекомендуется ориентировочно принимать равным 1,5. При этом длина ветви или змеевика может быть определена по формуле (34). Скорость движения воды в трубах должна обеспечивать самоудаление воздуха и принимается не менее 0,25 м/с.

Расстояние между соседними ветвями рекомендуется определять по уравнению (16). В местах возможного скопления воздуха следует предусматривать воздухоборники.

Глава IX

МЕТОДИКА ОПРЕДЕЛЕНИЯ ТЕХНИКО-ЭКОНОМИЧЕСКИХ ПОКАЗАТЕЛЕЙ НАПОЛЬНОГО ОТОПЛЕНИЯ

Основными критериями для оценки системы напольного отопления являются приведенные затраты и окупаемость дополнительных капитальных вложений.

Приведенные затраты $П$ (руб/год) определяют по формуле

$$P = Э + E_n C, \quad (67)$$

где $Э$ — ежегодные эксплуатационные расходы по напольному отоплению, руб/год;

E_n — нормативный коэффициент экономической эффективности капитальных вложений, приводящий последние к годовым затратам;

C — капитальные вложения, необходимые для осуществления системы отопления, или стоимость строительно-монтажных работ, руб.

Нормативный коэффициент E_n является нижним пределом эффективности капитальных вложений. Согласно действующим по-

ложениям он установлен для районов Крайнего Севера в размере 0,08, для других — в размере 0,12.

Окупаемость капиталовложений в годах определяется как отношение дополнительных капиталовложений к экономии эксплуатационных затрат сравниваемых вариантов:

$$T = \frac{C_2 - C_1}{\mathcal{E}_1 - \mathcal{E}_2} \quad (68)$$

где C_2 и C_1 — капитальные вложения соответственно второго и первого вариантов, руб;

\mathcal{E}_1 и \mathcal{E}_2 — эксплуатационные расходы соответственно первого и второго вариантов, руб/год.

Капитальные вложения систем отопления определяются сметной стоимостью.

Система напольного отопления считается экономически целесообразной, когда при заданном тепловом эффекте сумма капиталовложений и эксплуатационных расходов по данному способу обогрева будет снижена по сравнению с прогрессивными существующими решениями. При этом необходимо, чтобы дополнительные капиталовложения, вызванные удорожанием сметной стоимости, окупались за счет экономии эксплуатационных расходов в установленный срок, т. е. не более чем в течение 8,33 года.

Эксплуатационные затраты (руб/год) для напольного отопления включают ежегодные расходы на тепловую энергию, на электрическую энергию, на амортизационные отчисления, на заработную плату обслуживающего персонала, на капитальный и текущий ремонты, а также включают общеобъектные и прочие расходы:

$$\mathcal{E} = \mathcal{E}_\tau + \mathcal{E}_{эл} + \mathcal{E}_a + \mathcal{E}_z + \mathcal{E}_p + \mathcal{E}_{пр} \quad (69)$$

Составляющие эксплуатационных затрат определяют в такой последовательности.

1. Затраты на тепловую энергию (руб/год)

$$\mathcal{E}_\tau = Q_\tau C_\tau \quad (70)$$

где Q_τ — годовой расход тепловой энергии на нужды отопления, Гкал/год;

C_τ — цена единицы тепловой энергии для данного объекта, руб/Гкал.

Годовой расход тепловой энергии (Гкал/год) в зависимости от равномерности его потребления определяется по следующим формулам:

при равномерном потреблении тепла

$$Q_\tau = Q 24 n \frac{(t_B - t_H^{cp})}{(t_B - t_H)} 10^{-6} \quad (71)$$

при снижении потребления тепла в нерабочее время, а также в выходные и праздничные дни

$$Q_r = \frac{Q [(t_n - t_n^{cp})(n - a)m + (t_n' - t_n^{cp})(24n + am - mn)]}{(t_n - t_n) 10^6} \quad (72)$$

В этих формулах приняты следующие обозначения:

Q — расчетный часовой расход тепла на нужды отопления, ккал/ч;

t_n^{cp} — температура наружного воздуха средняя за отопительный период, град;

n — продолжительность отопительного периода, сутки;

a — сумма выходных и праздничных дней;

m — число часов работы цеха в сутки;

t_n' — температура воздуха в цехе в нерабочее время, град.

Цена тепловой энергии зависит от типа источника тепла; при теплоснабжении от теплоцентралей она принимается по действующим тарифам для данного объекта (приложение 2); при теплоснабжении от собственных котельных ее рассчитывают по себестоимости выработки тепла.

2. Затраты на электрическую энергию (руб./год) вычисляются по формуле

$$\mathcal{E}_{эл} = N_{год} U_э, \quad (73)$$

где $N_{год}$ — годовой расход электрической энергии, квт·ч/год;

$U_э$ — цена электроэнергии за 1000 квт·ч., руб.

Годовой расход электроэнергии на циркуляцию теплоносителя (тыс. квт·ч/год) при равномерном потреблении:

$$N_{год} = 24 \cdot 0,7 N_{уст} n 10^{-3}. \quad (74)$$

3. Затраты на заработную плату (руб./год) включают годовой фонд заработной платы обслуживающего персонала и расходы по социальному страхованию:

$$\mathcal{E}_з = 12 \Sigma N a k_1, \quad (75)$$

где $\Sigma N a$ — число рабочих и их месячная ставка с учетом премий, руб.;

k_1 — отчисления по социальному страхованию (принимаются равными 6,7%).

4. Амортизационные отчисления (руб./год) определяют по формуле

$$\mathcal{E}_а = \frac{C A_a}{100}, \quad (76)$$

где C — стоимость строительно-монтажных работ, руб.;

A_a — норма амортизационных отчислений, %.

5. Затраты на текущий ремонт систем отопления (руб./год) составляют 20% амортизационных отчислений:

$$\mathcal{E}_{т.р} = 0,2 \mathcal{E}_a \quad (77)$$

6. Общеобъектные и прочие расходы (руб./год) оцениваются в 30% суммы затрат на заработную плату обслуживающего персонала, на текущий ремонт и амортизационные отчисления:

$$\mathcal{E}_{пр} = 0,3 (\mathcal{E}_з + \mathcal{E}_a + \mathcal{E}_{т.р}). \quad (78)$$

В качестве примера по данной методике ниже приведен расчет технико-экономических показателей для системы водяного напольного отопления цеха.

Основные расчетные данные.

Температура воздуха в цехе $+16^\circ\text{C}$.

Температура наружного воздуха принимается при проектировании отопления равной -26°C .

Температура наружного воздуха средняя за отопительный период $-3,7^\circ\text{C}$.

Продолжительность отопительного периода 212 суток.

Размеры цеха: длина 102 м, ширина 48 м, высота 14,3 м. Объем 70 000 м³.

Теплопотери цеха без потерь тепла в грунт, 850 000 ккал/ч.

Обогреваемая площадь пола 4400 м².

Теплоотдача в помещении 850 000 ккал/ч.

Потери тепла в грунт 85 000 ккал/ч.

Тепловая нагрузка системы 935 000 ккал/ч.

Расход электрической энергии 10 квт·ч.

Капитальные вложения, т. е. стоимость системы напольного отопления, определены исходя из удельной стоимости обогреваемого пола, равной 10,5 руб/м², и стоимости проходного канала, равной 110 руб/пог.м, общая длина канала принята 100 м.

$$C_2 = 4400 \cdot 10,5 + 100 \cdot 110 = 57\,300 \text{ руб.}$$

Эксплуатационные затраты

1. Затраты на тепловую энергию

Годовой расход тепла определяют для равномерного потребления по формуле (71)

$$Q_T = 935\,000 \cdot 212 \cdot 24 \frac{16 + 3,7}{16 + 26} \cdot 10^{-6} = 2230 \text{ Гкал/год.}$$

Затраты на тепловую энергию [по формуле (70)]

$$\mathcal{E}_T = 2230 \cdot 4,62 = 10\,300 \text{ руб/год,}$$

где 4,62 руб/Гкал — тариф на тепловую энергию для Мосэнерго по приложению 2.

2. Затраты на электроэнергию

Годовой расход [по формуле (74)]

$$N_T = 24 \cdot 0,7 \cdot 10 \cdot 212 \cdot 10^{-3} = 35,6 \text{ тыс. квт·ч/год.}$$

Стоимость электрической энергии по тарифу для Мосэнерго 25 руб. за 1000 квт.ч [по формуле (73) и по приложению 2]

$$\mathcal{E}_3 = 35,6 \cdot 25 = 890 \text{ руб./год.}$$

3. Затраты на заработную плату обслуживающего персонала

Ввиду того что нормативов по эксплуатации систем водяного напольного отопления еще не имеется, для расчета условно принимаем, что на обслуживающие системы напольного отопления этого цеха потребуется 0,25 ставки в смену при окладе 100 руб. в месяц с премиальными 20%, тогда затраты при 3-сменной работе равны [по формуле (75)]

$$\mathcal{E}_3 = 12 \cdot 3 \cdot 100 \cdot 0,25 \cdot 1,2 \cdot 1,067 = 1160 \text{ руб./год.}$$

4. Затраты на восстановление основных фондов

Норм амортизации для систем напольного отопления также не существует. В связи с этим в расчет вводим величины, полученные из практических данных. Считая, что средний срок эксплуатации систем напольного отопления составляет 20 лет (такие случаи в практике имеются), величину амортизационных отчислений примем равной 5%. Тогда затраты на восстановление будут равны [по формуле (76)]

$$\mathcal{E}_a = \frac{57 \cdot 300 \cdot 5}{100} = 2860 \text{ руб./год.}$$

5. Затраты на текущий ремонт [по формуле (77)]

$$\mathcal{E}_{т.р} = 0,2 \cdot 2860 = 572 \text{ руб./год.}$$

6. Общеобъектные и прочие расходы [по формуле (78)]

$$\mathcal{E}_{пр} = 0,3 (1160 + 2860 + 572) = 1370 \text{ руб./год.}$$

7. Общие эксплуатационные затраты [по формуле (69)]

$$\mathcal{E}_2 = 10 \cdot 300 + 890 + 1160 + 2860 + 572 + 1370 = 17 \cdot 152 \text{ руб./год.}$$

8. Приведенные затраты [по формуле (67)]

$$П_2 = 17,15 + 0,12 \cdot 57,3 = 24,04 \text{ тыс. руб.}$$

Результаты расчетов технико-экономических показателей сведены в табл. 7.

Таблица 7

Технико-экономические показатели систем водяного напольного отопления

Показатели	Затраты, тыс. руб.
Капитальные вложения	57,3
Эксплуатационные затраты	17,15
В том числе:	
стоимость тепловой энергии	10,3
стоимость электрической энергии	0,89
фонд заработной платы	1,16
амортизационные отчисления	2,86
текущий ремонт	0,57
общеобъектные и прочие расходы	1,37
Приведенные затраты	24,04

Расстояние между трубами в нагревательном элементе

в зависимости от отношения коэффициентов $\frac{c}{a}$

$\frac{c}{a}$	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
Диаметр змеевика $d_{\text{н}} = 15 \text{ мм}$										
0,2	0,170	0,18	0,19	0,20	0,21	0,222	0,232	0,244	0,256	0,268
0,3	0,281	0,293	0,307	0,321	0,335	0,350	0,366	0,382	0,400	0,419
Диаметр змеевика $d_{\text{н}} = 20 \text{ мм}$										
0,3	0,186	0,193	0,200	0,207	0,214	0,222	0,229	0,237	0,244	0,253
0,4	0,260	0,268	0,276	0,284	0,292	0,300	0,308	0,316	0,326	0,334
0,5	0,343	0,352	0,361	0,371	0,380	0,390	0,400	0,410	0,420	0,431
0,6	0,442	0,453	0,464	0,476	0,488	0,500	0,513	0,526	0,539	0,554
Диаметр змеевика $d_{\text{н}} = 25 \text{ мм}$										
0,3	0,142	0,147	0,152	0,158	0,163	0,168	0,173	0,178	0,183	0,188
0,4	0,194	0,200	0,205	0,211	0,216	0,222	0,227	0,233	0,238	0,244
0,5	0,250	0,256	0,261	0,267	0,273	0,279	0,285	0,291	0,297	0,303
0,6	0,309	0,315	0,321	0,328	0,334	0,340	0,347	0,353	0,360	0,366
0,7	0,373	0,380	0,386	0,393	0,400	0,407	0,414	0,421	0,428	0,435
0,8	0,443	0,450	0,457	0,465	0,473	0,480	0,488	0,496	0,504	0,512
0,9	0,520	0,528	0,537	0,546	0,554	0,563	0,572	0,581	0,591	0,600
1,0	0,610	0,619	0,629	0,640	0,650	0,660	0,672	0,683	0,694	0,706
Диаметр змеевика $d_{\text{н}} = 32 \text{ мм}$										
0,5	0,186	0,190	0,194	0,198	0,202	0,206	0,210	0,214	0,218	0,222
0,6	0,226	0,230	0,234	0,238	0,243	0,247	0,251	0,255	0,259	0,264
0,7	0,268	0,272	0,277	0,281	0,285	0,290	0,294	0,298	0,303	0,307
0,8	0,311	0,316	0,320	0,325	0,329	0,334	0,338	0,343	0,347	0,352
0,9	0,357	0,361	0,366	0,371	0,375	0,380	0,385	0,389	0,394	0,399
1,0	0,404	0,409	0,414	0,418	0,423	0,428	0,433	0,438	0,443	0,448
1,1	0,453	0,458	0,464	0,469	0,474	0,479	0,484	0,490	0,495	0,500
1,2	0,505	0,511	0,516	0,522	0,527	0,533	0,538	0,544	0,549	0,555
1,3	0,560	0,566	0,572	0,578	0,583	0,589	0,595	0,601	0,607	0,613
1,4	0,619	0,625	0,631	0,638	0,644	0,650	0,657	0,663	0,669	0,676
1,5	0,683	0,689	0,696	0,703	0,710	0,716	0,723	0,730	0,737	0,745
1,6	0,752	0,759	0,766	0,774	0,781	0,789	0,797	0,805	0,813	0,821
Диаметр змеевика $d_{\text{н}} = 42 \text{ мм}$										
0,6	0,166	0,169	0,172	0,175	0,177	0,180	0,183	0,186	0,189	0,192
0,7	0,195	0,198	0,201	0,204	0,207	0,210	0,213	0,216	0,219	0,222
0,8	0,225	0,228	0,231	0,234	0,237	0,240	0,243	0,246	0,249	0,252
0,9	0,256	0,259	0,262	0,265	0,268	0,271	0,274	0,277	0,280	0,283
1,0	0,286	0,289	0,293	0,296	0,299	0,302	0,305	0,308	0,312	0,315
1,1	0,318	0,321	0,324	0,327	0,331	0,334	0,337	0,340	0,343	0,347
1,2	0,350	0,353	0,356	0,360	0,363	0,366	0,369	0,373	0,376	0,379
1,3	0,383	0,386	0,389	0,393	0,396	0,399	0,403	0,406	0,409	0,413
1,4	0,416	0,420	0,423	0,427	0,430	0,433	0,437	0,440	0,444	0,447
1,5	0,451	0,454	0,457	0,461	0,464	0,468	0,471	0,475	0,479	0,482
1,6	0,486	0,489	0,493	0,496	0,500	0,504	0,507	0,511	0,514	0,518
1,7	0,522	0,525	0,529	0,533	0,536	0,540	0,544	0,548	0,551	0,555
1,8	0,559	0,562	0,566	0,570	0,574	0,578	0,581	0,585	0,589	0,593
1,9	0,597	0,601	0,605	0,609	0,612	0,616	0,620	0,624	0,628	0,632
2,0	0,636	0,640	0,644	0,648	0,652	0,656	0,660	0,664	0,669	0,673

$\frac{c}{a}$	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
Диаметр змеевика $d_n = 42$ мм										
2,1	0,677	0,681	0,685	0,689	0,693	0,697	0,702	0,706	0,710	0,714
2,2	0,719	0,723	0,727	0,731	0,735	0,740	0,745	0,749	0,753	0,758
2,3	0,762	0,767	0,771	0,776	0,780	0,784	0,789	0,794	0,798	0,803
2,4	0,807	0,812	0,816	0,820	0,825	0,830	0,835	0,840	0,845	0,850
2,5	0,854	0,859	0,864	0,869	0,874	0,879	0,884	0,889	0,894	0,899
2,6	0,904	0,909	0,914	0,919	0,924	0,930	0,935	0,940	0,945	0,951
2,7	0,957	0,962	0,967	0,972	0,978	0,983	0,989	0,994	1,000	1,006

Примечание. В заголовочной части таблицы даны сотые доли отношения $\frac{c}{a}$.

Пример. Для диаметра $d_n = 32$ мм и отношения $\frac{c}{a} = 0,96$ определить шаг между трубами в змеевике.

Решение. В таблице диаметра 32 мм находят отношение $\frac{c}{a}$ по боковике (десятые доли отношения), по заголовочной части — сотые, т. е. $0,9 + 0,06 = 0,96$. Искомое расстояние определяется на пересечении найденных граф: боковика и заголовочной части таблицы, т. е. 0,385.

Приложение 2

Тарифы на тепловую и электрическую энергию

Электроснабжающая организация	Тариф на тепловую энергию, руб за 1 Гкал		Тариф на электрическую энергию, руб. за 1000 квт-ч
	Горячая вода	Пар	
Амурэнерго	2,83	3,40	30
Дальэнерго	8,00	9,60	25
Донбассэнерго	3,63	4,36	25
Калининградэнерго	6,66	7,99	35
Камчатскэнерго	7,90	9,48	95
Киевэнерго	4,41	5,29	25
Костромаэнерго	5,56	6,67	30
Крымэнерго	4,98	5,97	25
Ленэнерго	5,86	7,03	25
Мосэнерго	4,62	5,54	25
Сахалинэнерго	13,05	15,66	95
Читаэнерго	4,14	4,97	40
Якутскэнерго	6,35	7,62	60

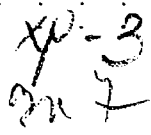
Примечание. Приложение составлено по Методическим материалам для проектирования МЗ-15 Сантехпроекта.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

- Артюшенко Н. М. Панельное отопление в подземных сооружениях. В кн. «Теплоснабжение и вентиляция». Тезисы докладов. Украинское и Киевское правления НТО Стройиндустрия. Киев, 1968, с. 7—8.
- Богословский В. Н. Строительная теплофизика. М. «Высшая школа», 1970, 376 с.
- Богуславский Л. Д., Быстров А. С. Экономические сопоставления вариантов проектных решений в области теплоснабжения и вентиляции. «Водоснабжение и санитарная техника», 1972, № 5, с. 118—22.
- Васьковский А. П., Шкляров Н. Д. Выбор расчетных параметров обогреваемых полов в перекрытиях над проветриваемыми подпольями. «Водоснабжение и санитарная техника», 1972, № 3, с. 31—34.
- Горомосов М. С., Ципер Н. А. Гигиеническая оценка лучистого отопления. «Водоснабжение и санитарная техника», 1957, № 1, с. 28—31.
- Горецкий Л. И., Тригоин В. Е. Опытное исследование эффективности панельного отопления цеха производственного предприятия. «Водоснабжение и санитарная техника», 1960, № 4, с. 8—10.
- Дроздов В. Ф. Санитарно-технические устройства зданий. М., Стройиздат, 1969, 208 с.
- Ивашкова В. К. Исследование теплотехнических свойств ограждающих конструкций зданий методом электро моделирования. Научное сообщение. Вып. 1. М., Госстройиздат, 1960, 136 с.
- Киссин М. И., Зусманович В. М. Новые данные для расчета трубопроводов систем водяного отопления. ЦНИИПС. Сборник трудов лаборатории отопления и вентиляции № 1. М., Стройиздат, 1951, с. 19—36.
- Ливчак И. Ф. Система отопления с бетонными отопительными панелями. М., Госстройиздат, 1956, 143 с.
- Мадорский Б. М., Шмидт В. А. Эксплуатация центральных тепловых пунктов систем отопления и горячего водоснабжения. М., «Энергия», 1971, 168 с.
- Михеев М. А., Михеева И. М. Основы теплопередачи. М., «Энергия», 1973, 320 с.
- Миссенар Ф. А. Лучистое отопление и охлаждение (перевод с французского). М., Госстройиздат, 1961, 300 с.
- Муромский С. Н. Перспективы использования электроэнергии для приготовления пищи, горячего водоснабжения и отопления. М., Стройиздат, 1972, 26 с.
- Новожилов В. И. О тепловом излучении и температурах поверхности нагревательных приборов при отоплении плоскими панелями. «Водоснабжение и санитарная техника», 1960, № 10, с. 1—8.
- Ральчук Н. Т. Панельное отопление зданий. Киев, «Будівельник», 1964, 168 с.
- Староверов И. Г. Производство санитарно-технических работ. М. Стройиздат, 1968, 496 с.
- Тихомиров К. В. Опыт эксплуатации системы отопления нагретым полом и некоторые данные ее исследования. «Водоснабжение и санитарная техника», 1963, № 6, с. 1—5.
- Гимофеева О. Н. Воздушно-тепловая защита от холодных потоков воздуха, проникающих через неплотности в притворах ворот. В сб. «Научные работы институтов охраны труда ВЦСПС», Вып. 71. М., Профиздат, 1971, с. 3—11.
- Шаповалов И. С. Проектирование панельно-лучистого отопления. М., Стройиздат, 1966, 240 с.
- Временные указания по применению систем отопления с бетонными отопительными панелями. М., Стройиздат, 1963, 72 с.
- Инструкция по определению экономической эффективности капитальных вложений в строительство. СН 423-71. М., Стройиздат, 1971, 120 с.
- Исследование нестационарных отопительных режимов производственных железнодорожных зданий. Труды ЦНИИС, вып. 61. М., «Транспорт», 1967, 176 с.

О Г Л А В Л Е Н И Е

От автора	3
Глава I. Общие сведения о напольном отоплении	5
1. Особенности напольного отопления	5
2. Элементы системы напольного отопления	7
3. Технические решения системы водяного напольного отопления в транспортных сооружениях за рубежом	14
Глава II. Тепловой режим и теплопотери в транспортных сооружениях, оборудованных напольным отоплением	19
4. Характеристика теплового режима и основные теплопотери	19
5. Тепловой режим в помещениях при напольном отоплении	22
6. Интенсивность обогрева холодных самолетов в ангарных цехах с напольным отоплением	32
Глава III. Теплотехнические и гидравлические расчеты напольного отопления	35
7. Исходные данные для теплотехнического расчета	35
8. Особенности расчета составляющих теплопотерь в крупных сооружениях	38
9. Теплопередача в массивной панели на грунте	40
10. Теплотехнический расчет водяного и воздушного отопления	45
11. Конструирование змеевиков системы водяного напольного отопления	51
12. Определение средней температуры пола	54
13. Гидравлический режим работы и гидравлический расчет системы напольного отопления	56
14. Общие положения теплотехнического расчета электрического отопления	62
Глава IV. Примеры расчетов вариантов напольного отопления	63
15. Пример расчета теплопотерь от инфильтрации	63
16. Пример теплотехнического расчета системы водяного напольного отопления	70
17. Пример теплотехнического расчета системы воздушного напольного отопления	71
Глава V. Конструкции полов, обогреваемых водяным напольным отоплением	74
18. Требования к конструкции	74
19. Требования к покрытиям полов	76
20. Полы с демонтируемыми нагревательными элементами	77
Глава VI. Присоединение системы водяного напольного отопления к тепловым сетям	79
21. Общие требования	79
22. Способы присоединения системы напольного отопления к тепловым сетям	80
Глава VII. Особенности монтажа, наладки и эксплуатации системы водяного напольного отопления	83
23. Требования к монтажу	83
24. Наладка и теплотехнические испытания	87
25. Приемка отопительной системы в эксплуатацию	90
26. Техническая эксплуатация	92
Глава VIII. Дополнительные отопительные устройства к напольному отоплению	95
Глава IX. Методика определения технико-экономических показателей напольного отопления	97
Приложения	102
Список литературы	104



 3

35 коп.

8550-

14
17

26671

