**Министерство строительства
и жилищно-коммунального хозяйства
Российской Федерации**

**Федеральное автономное учреждение
«Федеральный центр нормирования, стандартизации
и оценки соответствия в строительстве»**

Методическое пособие

МЕТОДИКА РАСЧЕТА ЭНЕРГЕТИЧЕСКОЙ ЭФФЕКТИВНОСТИ СИСТЕМ ОТОПЛЕНИЯ ЖИЛЫХ И ОБЩЕСТВЕННЫХ ЗДАНИЙ

Москва 2018

gost.e-ecolog.ru

СОДЕРЖАНИЕ

Введение 3

1 Область применения 5

2 Нормативные ссылки 6

3 Термины и определения 7

4 Общие положения 10

5 Особенности оценки энергетической эффективности систем отопления для жилых и общественных зданий в рамках комплексной оценки энергопотребления здания 28

6 Методика расчета энергетической эффективности систем водяного отопления жилых и общественных зданий 41

7 Особенности оценки энергетической эффективности систем внутреннего теплоснабжения для нужд систем вентиляции для жилых и общественных зданий 51

Приложение А Примеры по определению энергетической эффективности центральной системы водяного отопления 58

Приложение Б Расчет потери давления по длине и в местных сопротивлениях 92

Приложение В Теплоотдача открыто проложенных труб 98

Приложение Г Определение дополнтельных тепловых потерь зарадиаторными участками наружных ограждений 100

Приложение Д Физические свойства воды и гликолей 101

Список использованной литературы 102

Введение

Методическое пособие разрабатывается в развитие требований СП 60.13330.2016 «СНиП 41-01-2003 Отопление, вентиляция и кондиционирование воздуха» для реализации проектировщиками требований, заложенных в строительных нормах и правилах, и выполнения более грамотного и рационального проектирования систем отопления и теплоснажения вентиляционных установок.

Пособие предназначено для специалистов и руководителей проектно-изыскательских и строительных организаций, учреждений и служб заказчика (инвестора) и других заинтересованных организаций, с целью обеспечения их организационно-техническими материалами, которые позволяют разрабатывать и оценивать высокоэффективные проектные решения зданий, обеспечивающие качество и конкурентоспособность этих объектов.

Применение настоящего пособия даст проектировщику механизм определения собственной энергетической эффективности систем вентиляции и позволит разделить оценку энергетической эффективности инженерных систем вентиляции и оценку энергосберегающего эффекта в результате применения передовых технологий для более грамотного и рационального проектирования зданий и сооружений, а также позволит повысить качество выполняемых проектных работ за счет использования единых практических подходов к выполнению работ на основе унифицированных решений, типовых единых практических подходов к выполнению работ, а также станет основой для проведения независимых экспертных оценок выполненных работ, в том числе по технико-экономическому обоснованию, что обеспечит снижение рисков возникновения аварийных ситуаций и повышение безопасной эксплуатации строительных объектов.

Актуальность разработки настоящего пособия обусловлена необходимостью создания целостной системы расчетов по определению энергетической эффективности отдельных инженерных систем здания, наряду с имеющейся методикой расчета энергопотребления для создания механизма оценки эффективных технических решений по системам инженерно-технического обеспечения.

Документ разработан следующим авторским коллективом: д. т. н., проф. В.Г. Гагарин, к. т. н. Д.Ю. Желдаков, к. т. н. В.В. Козлов, к. т. н. А.Ю. Неклюдов, к. т. н. П.П. Пастушков (ФГБУ «Научно-исследовательский институт строительной физики Российской академии архитектуры и строительных наук»); к. т. н. С.М. Усиков (ФГБОУ ВО НИУ МГСУ), к. т. н. Ю.Г. Московко (ООО «ЗВО «ИННОВЕНТ»).

1 Область применения

Настоящее методическое пособие разработано в развитие СП 60.13330 «СНиП 41-01-2003. Отопление, вентиляция и кондиционирование воздуха» в целях оценки энергетической эффективности систем отопления и теплоснабжения вентиляционных установок.

Методика, представленная в настоящем пособии, устанавливает способы расчета энергетической эффективности центральных систем водяного отопления жилых, общественных и административных зданий, которая также может быть применена и к иным видам систем отопления.

Настоящее методическое пособие также применимо для описания энергетической эффективности систем водяного теплоснабжение вентиляционных установок.

Методика не распространяется на системы отопления защитных сооружений гражданской обороны; сооружений предназначенных для работ с радиоактивными веществами, источниками ионизирующих излучений; объектов подземных горных работ и помещений, в которых производятся, хранятся или применяются взрывчатые вещества.

2 Нормативные ссылки

В настоящем методическом пособии использованы нормативные ссылки на следующие документы:

СП 60.13330.2016 «СНиП 41-01-2003 Отопление, вентиляция и кондиционирование воздуха»;

СП 73.13330.2016 «СНиП 3.05.01-85 «Внутренние санитарно-технические системы зданий»;

СП 50.13330.2012 «СНиП 23-02-2003 «Тепловая защита зданий»;

СП 54.13330.2016 «СНиП 31-01-2003 «Здания жилые многоквартирные»;

СП 118.13330.2012 «СНиП 31-06-2009 «Общественные здания и сооружения»;

СП 131.13330.2012 «СНиП 23-01-99* «Строительная климатология»;

ГОСТ 30494-2011 «Здания жилые и общественные. Параметры микроклимата в помещениях»;

ГОСТ 30815-2002 «Терморегуляторы автоматические отопительных приборов систем водяного отопления зданий»;

ГОСТ 10944-97 «Краны регулирующие и запорные ручные для систем водяного отопления зданий. Общие технические условия».

3 Термины и определения

В настоящем методическом пособии применены термины с соответствующими определениями по СП 50.13330, СП 60.13330 и СП 73.13330.

Наиболее важные термины и определения:

тепловые потери здания: количество тепловой энергии, необходимое для компенсации теплопередачи через ограждающие конструкции здания в наружную окружающую среду и для нагрева наружного воздуха, поступающего в помещения здания, в единицу времени (3.21 по СП 50.13330);

тепловые потребности здания: количество тепловой энергии, необходимое для компенсации теплопередачи через ограждающие конструкции здания в наружную окружающую среду и для нагрева наружного воздуха, поступающего в помещения здания, в единицу времени (3.21 по СП 50.13330);

вентиляция: обмен воздуха в помещениях для удаления избытков теплоты, влаги, вредных и других веществ с целью обеспечения допустимого микроклимата и качества воздуха в обслуживаемой или рабочей зоне при средней необеспеченности 400 ч/год – при круглосуточной работе и 300 ч/год – при односменной работе в дневное время (3.2 по СП 60.13330);

гидравлическая и тепловая устойчивость систем отопления, теплоснабжения: способность системы поддерживать заданное расчетное относительное распределение расхода теплоносителя при изменении расхода и теплоотдачи по всем отдельными участкам, отопительным приборам и другим элементам системы (3.10 по СП 60.13330);

избытки явной теплоты: разность тепловых потоков, поступающих в помещение и уходящих из него при расчетных параметрах наружного воздуха (после осуществления технологических и строительных мероприятий по уменьшению теплопоступлений от оборудования, трубопроводов и солнечной радиации) и ассимилируемых воздухом систем вентиляции и кондиционирования (3.16 по СП 60.13330);

кондиционирование воздуха: автоматическое поддержание в закрытых помещениях всех или отдельных параметров воздуха (температуры, относительной влажности, чистоты, скорости движения и качества) с целью обеспечения, как правило, оптимальных метеорологических условий, наиболее благоприятных для самочувствия людей, ведения технологического процесса, обеспечения сохранности ценностей (3.20 по СП 60.13330);

отопление: искусственное нагревание помещения в холодный период года для компенсации тепловых потерь и поддержания нормируемой температуры со средней необеспеченностью 50 ч/год (3.23 по СП 60.13330);

системы внутреннего теплоснабжения здания: системы, обеспечивающие трансформацию, распределение и подачу теплоты (теплоносителя) теплопотребляющим установкам (оборудованию) систем отопления, вентиляции кондиционирования и горячего водоснабжения здания (3.33 по СП 60.13330);

запорно-регулирующая арматура: устройство, предназначенное для полного перекрытия и (или) регулирования потока рабочей среды в трубопроводе и пуска среды в зависимости от требований технологического процесса, обеспечивающее необходимую герметичность (3.6 по СП 73.13330);

регулировка: работы, выполняемые в целях достижения соответствия работоспособности оборудования внутренних санитарно-технических систем техническим параметрам, указанным в исполнительной документации (3.23 по СП 73.13330);

условный проход трубы: средний внутренний диаметр труб (в свету), который соответствует одному или нескольким наружным диаметрам труб (3.23 по СП 73.13330);

энергетическая эффективность: характеристики, отражающие отношение полезного эффекта от использования энергетических ресурсов к затратам энергетических ресурсов, произведенным в целях получения такого эффекта, применительно к продукции, технологическому процессу, юридическому лицу, индивидуальному предпринимателю (п. 4 ст. 2 по ФЗ-261 [1]);

запорный кран: вид трубопроводной арматуры, обеспечивающей возможность прекращения потока теплоносителя через кран, а также полное возобновление потока теплоносителя через кран без функций регулирования (по ГОСТ 10944-97);

регулирующий кран: вид трубопроводной арматуры, обеспечивающей возможность заданного изменения количества теплоносителя, протекающего через кран (по ГОСТ 10944-97);

монтажное регулирование: положение соответствующего регулирующего органа крана, устанавливаемое при наладке системы отопления (по ГОСТ 10944-97);

потребительское регулирование: положение соответствующего регулирующего органа, устанавливаемое потребителем по своему желанию в пределах между монтажной установкой и полным закрытием (открытием) крана (по ГОСТ 10944-97);

терморегулятор: вид трубопроводной арматуры, обеспечивающей автоматическое изменение количества протекающего через клапан терморегулятора теплоносителя в зависимости от заданной температуры воздуха (по ГОСТ 30815-2002);

регулятор температуры (термоголовка): узел (деталь) терморегулятора, включающий датчик и рукоятку установки температуры и обеспечивающий необходимое перекрытие проходного сечения клапана в автоматическом режиме (по ГОСТ 30815-2002).

система централизованного теплоснабжения (СЦТ): система, состоящая из одного или нескольких источников теплоты, тепловых сетей (независимо от диаметра, числа и протяженности наружных теплопроводов) и потребителей теплоты (п. 3.1 по СП 124.13330);

индивидуальный тепловой пункт (ИТП): тепловой пункт, предназначенный для присоединения систем отопления, вентиляции, горячего водоснабжения и технологических теплоиспользующих установок одного здания или его части (п. 3.13 по СП 124.13330).

4 Общие положения

4.1 Основным предназначением систем отопления является поддержание требуемых комфортных условий для пребывания человека в отапливаемых помещениях здания на протяжении всего отопительного сезона, а также обеспечение экономичности системы, которая достигается путем исключения или сокращения бесполезных финансовых и энергетических затрат.

Конструкция современной системы отопления предполагает наличие различного вида оборудования, причем каждый элемент решает свою индивидуальную задачу. При некорректном выборе оборудования оно может стать «балластом» в процессе эксплуатации, тем самым уменьшая эффективность работы отопительной системы. Вопрос выбора оборудования полностью возлагается на проектировщиков, однако неправильный монтаж, наладка и эксплуатация сложных устройств также может стать причиной выхода его из строя или неэффективной работы всей системы. Поэтому важно на стадии проекта грамотно выбирать тип и место установки оборудования.

Включение систем автоматизации в конструкцию современной системы отопления и теплового пункта позволяет автоматически контролировать параметры микроклимата в помещении и теплоносителя в системе отопления и на ее участках, а также обеспечивать учет потребляемой системой тепловой энергии. Все эти мероприятия призваны повышать энергетическую эффективность системы и регулировать режим ее работы. Однако повышенные капитальные и возможные эксплуатационные затраты могут превзойти экономический эффект от сокращения теплопотребления системы отопления. Таким образом, применение того или иного оборудования должно быть экономически обосновано.

Чтобы обеспечить необходимую теплоподачу в каждое отапливаемое помещение при эксплуатации системы отопления ведется регулирование, которое может происходить количественным (изменение расхода теплоносителя), качественным (изменением температуры теплоносителя), или качественно-количественным способом.

4.2 Процесс регулирования осуществляется на различных ступенях транспортирования тепловой энергии от источника до потребителя (рисунок 4.1).

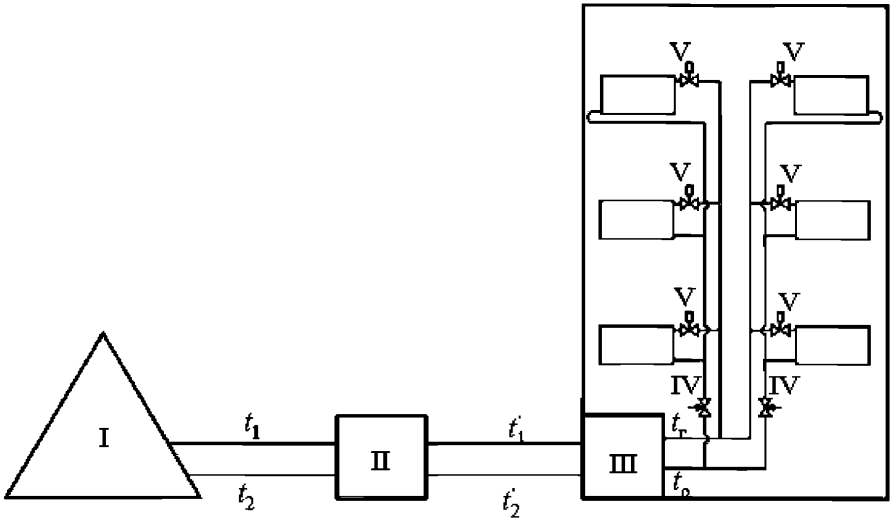


Рисунок 4.1 – Этапы эксплуатационного регулирования теплоподачи на отопление зданий в условиях городской застройки [4]:

I – **центральное** на теплоисточнике; II – **групповое** в центральном тепловом пункте (ЦТП); III – **местное** в индивидуальном тепловом пункте (ИТП) или в собственной котельной; IV – **узловое** на входе в сложный элемент или в часть системы отопления; V – **индивидуальное** в отопительном приборе; t_1, t_2 – температура соответственно подаваемого и охлажденного теплоносителя до этапа II; t_1', t_2' – то же между этапами II и III; $t_г$, $t_о$ – то же в системе отопления здания

Несовершенство любого из этих видов регулирования может приводить к дополнительным тепловым и электрическим потерям энергии. Именно эти потери будут завесить и от конструкции здания, системы отопления, а также от оборудования, которое в ней применяется.

4.3 Набор оборудования тепловых пунктов и системы отопления многообразен при различном подключении системы к тепловым сетям (зависимое, независимое), а также зависит от схемы теплоснабжения.

Однако последнее время стала актуальной практика присоединения систем отопления зданий по независимой схеме, когда создается отдельный отопительный контур внутри самого здания, а теплоноситель из теплосети не попадает в систему отопления (только при ее заполнении и подпитке). Данный вид присоединения значительно дороже, т. к. необходимо приобретать дополнительное оборудование, например, теплообменник, циркуляционный насос, расширительный бак, а также оборудование подпитки и автоматизации системы. Для регулирования количества отданной теплоты потребителям, связанным с изменением температуры наружного воздуха и изменению фактического теплопотребления, на источниках теплоты (ТЭЦ, РК и т.п.) применяется качественное регулирование, которое позволяет обеспечить условно постоянный гидравлический режим в тепловых сетях. Однако такое централизованное регулирование не может полностью обеспечить требуемый тепловой комфорт в каждом отапливаемом здании и, тем более, в каждом отапливаемом помещении. Это связано в первую очередь с неоднородностью систем теплопотребления. В связи с этим, на практике применяются ЦТП и ИТП, в которых осуществляют местное качественно-количественное регулирование для целого района или отдельного здания. Современные ЦТП и ИТП позволяют исключить «перетопы» зданий, связанные с поддержанием температуры подаваемого теплоносителя из тепловой сети не ниже 70 °С для нагревания воды на нужды ГВС за счет количественного регулирования, т.е. понижения расхода теплоносителя из тепловой сети на нужды отопления. Однако и это не позволяет полностью обеспечить требуемый тепловой комфорт в каждом отапливаемом помещении.

В современных системах отопления начали использовать автоматические регуляторы, которые под воздействием одного из факторов (например, температуры воздуха в помещении) влияют на расход теплоносителя в системе и на ее участках, тем самым создавая узловое и индивидуальное количественное регулирование.

4.4 Конечная цель узлового и индивидуального регулирования — изменение теплоотдачи отопительного прибора. Целью применения автоматического регулирования, как на ЦТП и ИТП, так и у потребителя, является поддержание расчетных комфортных условий в отапливаемых помещениях с наименьшими

затратами тепловой энергии. Таким образом, потребитель наделяется возможностью обеспечить оптимальную температуру помещения, при которой будет расходоваться ровно столько тепловой энергии, сколько необходимо в данный момент. Это позволит не только обеспечить расчетный комфорт, но и сэкономить дорогостоящую тепловую энергию.

К сожалению, качественное и индивидуальное количественное регулирование не лишено своих недостатков. Отопительные приборы при изменении температуры или расхода теплоносителя неравномерно изменяют свою теплоотдачу. Причем, степень неравномерности зависит не только от конструкции прибора и от параметров теплоносителя, но и от конструктивных особенностей здания.

4.5 На подводках у отопительных приборов в настоящее время применяются не только краны двойной регулировки, краны трехходовые и проходные (рисунок 4.2), но и термостатические клапаны различной конструкции (рисунок 4.3).

а) *б*) *в*)



Рисунок 4.2 – Термостатические клапаны для систем отопления:
а – кран двойной регулировки типа КРДП; *б* – кран регулирующий трехходовой типа КРТ; *в* – кран регулирующий проходной типа КРП

а) *б*) *в*) *г*) *д*)



Рисунок 4.3 – Термостатические клапаны для систем отопления:
а – двухходовой с плавной открытой преднастройкой проходной для двухтрубных систем; *б* – двухходовой без преднастройки угловой для однотрубных систем; *в* – двухходовые с плавной открытой преднастройкой угловой и проходной для двухтрубных систем; *г* – двухходовой без преднастройки специальной конструкции с воздхоотводчиком для двухтрубных систем отопления; д – трехходовой с плавной открытой преднастройкой для однотрубных систем

Клапаны устанавливаются (рисунок 4.4) либо на подводке к отопительному прибору, либо встраиваются непосредственно в его конструкцию, или в подключающую гарнитуру прибора.

а) *б*) *в*)



Рисунок 4.4 – Варианты установки термостатического клапана:
а – на подающей подводке прибора; *б* – в конструкцию отопительного прибора; *в* – на подающей подводке с угловым подключением (угловой)

Термостатические клапаны (ТСК) можно классифицировать:

1. По количеству направления ходов теплоносителя:

— двухходовые;
— трехходовые.

2. По типу предварительной настройки:

— без предварительной настройки;
— с плавной скрытой преднастройкой;
— с плавной открытой преднастройкой;
— со ступенчатой скрытой преднастройкой;
— со ступенчатой открытой преднастройкой.

3. По изменению направления потока теплоносителя:

— проходной;
— трехосевой (угловой);
— специальной конструкции.

4. По месту установки:

— на подающем подводящем теплопроводе (на подающей подводке);
— в конструкции отопительного прибора;
— в составе подключающей гарнитуры отопительного прибора.

5. По расходной характеристике регулирования:

— линейная;
— логарифмическая;
— параболическая;
— логарифмическо-линейная.

4.6 Конструкция термостатических клапанов позволяет изменять проходное сечение за счет изменения положения штока, либо ручным воздействием, либо с помощью термостатической головки или иного механизма. В расчете это учитывается изменением величины проводимости клапана $\sigma_{кл}$, кг/(ч·Па^{0,5}), или, как ее принято называть и обозначать в каталогах справочниках фирм-производителей, пропускной способности k_v, (м³/ч)/бар^{0,5}. Именно эта характеристика используется при проектировании системы отопления, т. к. она позволяет определить диапазон количественного регулирования теплоотдачи отопительного прибора и степень воздействия на гидравлический режим работы системы отопления в целом.

Пропускную способность любого элемента системы отопления k_v, (м³/ч)/бар^{0,5}, обычно определяют по формуле:

$$k_v = G\sqrt{\frac{\rho}{1000\Delta P}}, \qquad (4.1)$$

где G – объемный расход теплоносителя через элемент системы отопления, м³/ч;

ρ – плотность теплоносителя, кг/м³;

ΔP – разница давления на элементе, бар.

Пропускную способность полностью открытого клапана принято обозначать k_{vs}, (м³/ч)/бар^{0,5}.

Пропускная способность клапана является расчетной величиной и в практике монтажных, наладочных и эксплуатационных работ не используется. При настройке пропускной способности клапана используют величину настройки, которая гравируется на самом клапане. Величина настройки должны выбираться еще на стадии проектирования и соответствовать расчетной пропускной способности клапана. Данная величина выбирается по справочным данным фирм-производителей.

В конструкции некоторых ТСК предусмотрена так называемая преднастройка. Преднастройка осуществляется встроенным в конструкцию ТСК дросселем, положение которого устанавливается в процессе наладки, но рассчитывается уже на стадии проектирования. Задача преднастройки — ограничить возможность регулирования термостатического клапана и «увязать» гидравлические кольца системы отопления в расчетном режиме, т. е., исключить возможность существенного повышения расхода теплоносителя через прибор потребителя, которое может привести к разбалансировке системы и исключить установку дополнительных дросселей. Доступ к регулированию этого дросселя потребителю, как правило, закрыт и обеспечивается за счет специальных ключей.

4.7 В регуляторах могут возникать явления кавитации и шумообразования при движении теплоносителя. Если потеря давления на клапане при фактическом расходе превысит некоторую границу, то шум на клапане приведет к нарушению комфорта в помещении, а возможная кавитация – к разрушению или повреждению

структуры системы.

4.8 Зависимость теплового потока с поверхности отопительного прибора от расхода теплоносителя через него не линейная и зависит от типа прибора. Поэтому используются различные конструкции штока ТСК, которые обеспечивают: линейную, пропорциональную (логарифмическую), параболическую или линейно-пропорциональную (логарифмическо-линейную) характеристику регулирования. Характеристика выражает зависимость между отношением фактического и максимально возможного расхода через клапан G и G_{100} соответственно и относительного уровня подъема затвора клапана h/h_{100}, % (рисунок 4.5).

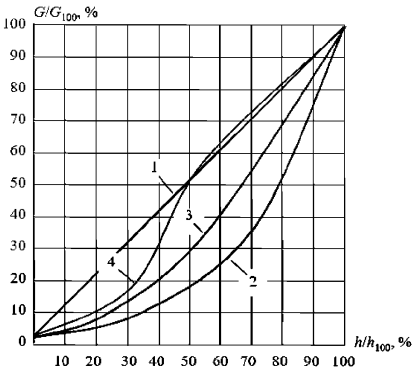


Рисунок 4.5 – Идеальная расходная характеристика регулирующих клапанов:
1 – линейная; *2* – логарифмическая; *3* – параболическая;
4 – логарифмическо-линейная

На рисунке 4.5 представлена идеальная расходная характеристика регулирующих клапанов, которую можно достичь только тогда, когда все располагаемое давление регулируемого участка теряется в регулирующем отверстии клапана. В реальных условиях это случается крайне редко, и для каждого клапана системы отопления характеристика будет индивидуальной.

4.9 На практике выбор регулирующих элементов ведется по некоторой искусственной характеристике – внешнему авторитету регулирующего клапана a.

Внешний авторитет клапана a это отношение потери давления на

регулирующем клапане и потери давления на регулируем участке:

$$a = \frac{\Delta P_{кл}}{\Delta P_{рег}}, \quad (4.2)$$

где $\Delta P_{кл}$ – потеря давления на регулирующем клапане, Па;

$\Delta P_{рег}$ – потеря давления на регулируемом участке, включающая в себя потерю на регулирующем органе, Па.

Идеальная характеристика регулирования, о которой говорилось ранее, будет соответствовать внешнему авторитету a = 1, но в реальных условиях равенство потери давления на регулирующем клапане $\Delta P_{кл}$ и на регулируемом участке $\Delta P_{рег}$ невозможно, т. к. последняя величина включает в себя первую. При расчете в первом приближении авторитет клапана рекомендуется принимать равным 0,5—1 (например, для клапана с линейной характеристикой). Однако, исходя из энергетической целесообразности, т. е. снижению финансовых расходов на перекачку теплоносителя, рекомендуется принимать авторитет клапан в пределах 0,3—0,7 [5, 6].

4.10 Сам термостатический клапан (ТСК) не является в полной мере средством автоматизации, т. к. не дает возможности регулирования потока теплоносителя в автоматическом режиме. Поэтому в комплекте с ним, как правило, поставляется **термостатическая головка (ТСГ)**, которая непосредственно воздействует на регулирующий шток ТСК. ТСГ также бывают различного вида:

- с жидкостным или газовым датчиком (сильфоном);
- с твердотельным (парафиновым) элементом;
- с дистанционным управлением;
- с накладным датчиком.

Каждая ТСГ в совокупности с ТСК обладает различной точностью регулирования, гистерезисом, зоной пропорциональности клапана (в совокупности с характеристикой ТСК и отопительного прибора), а также временем реагирования на отклонения температуры помещения. Выбор этих параметров также важен при проектировании и требует сопоставления зависимости цена—качество. Внешний вид ТСГ представлен на рисунке 4.6.

а) *б*) *в*) *г*)



Рисунок 4.6 – Термостатическая головка клапана:
а – с жидкостным датчиком; *б* – с дистанционным управлением;
в – с выносным датчиком; *г* – с накладным датчиком

Главная задача ТСГ – оценить температуру помещения вблизи датчика ТСГ для того, чтобы увеличить или уменьшить расход теплоносителя через отопительный прибор. Это реализуется за счет установленного в конструкции ТСГ термочувствительного сильфона, в который заключено рабочее тело (жидкость или газ, а в отдельных случаях парафин), который, в свою очередь, при изменении своей температуры изменяется объем, изменяя размер гофрированного корпуса сильфона (рисунок 4.7), и тем самым воздействует на шток ТСК.

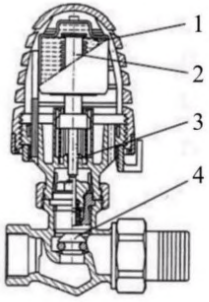


Рисунок 4.7 – Конструкция термостатического клапана с термостатической головкой:
1 – сильфон; 2 – настроечная пружина; 3 – шток клапана;
4 – золотник клапана

4.11 Поскольку теплопотребление здания в целом и отдельных помещений непостоянно, а потребителю предоставляется возможность индивидуального регулирования потока теплоносителя, система фактически никогда не работает в

своем расчетном режиме. Это означает, что система будет обладать переменным гидравлическим режимом работы. Часто при применении автоматических термостатических головок у отопительных приборов регулирование теплоотдачи превращается в двухпозиционное (открыто/закрыто). Это связанно с тепловой инерционностью отопительных приборов (прежде всего, у секционных радиаторов большой емкости), а также с тепловой инерционностью отапливаемого помещения и здания в целом.

4.12 На стояках и ответвлениях систем отопления фирмы-производители рекомендуют также устанавливать автоматические регуляторы перепада давления, расхода и температуры для повышения точности регулирования.

Автоматические регуляторы перепада давления (АРПД) предназначены для поддержания постоянного перепада давления на ответвлении или стояке (рисунок 4.8). Они состоят из регулирующего клапана и дублера, которым может быть балансировочный вентиль (БВ) или арматура с постоянной пропускной способностью. Дублер и клапан соединяются импульсной трубкой (рисунок 4.9).

По данным фирм-производителей АРПД помогают соблюсти минимальное изменение расхода в отопительных приборах стояка или ответвления, если на них не производилось индивидуальное регулирование, т.е. исключить влияние изменения пропускной способности клапанов, установленных вне ответвления или стояка.

а) *б*) *в*)



Рисунок 4.8 – Автоматические регуляторы перепада давления:
а – муфтовый с прямым шпинделем; *б* – муфтовый с наклонным шпинделем;
в – фланцевый с прямым шпинделем

а) *б*)

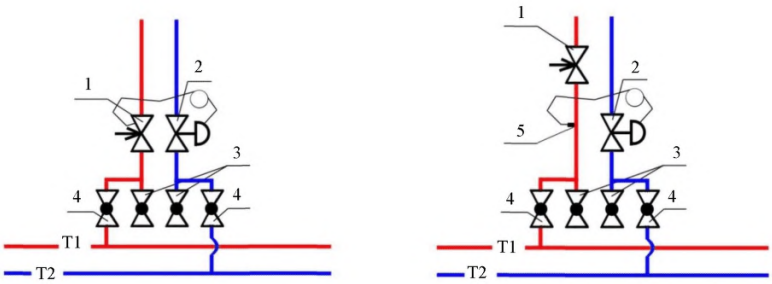


Рисунок 4.9 – Схема установки автоматического регулятора перепада давления: *а* – на стояке (или ответвлении) с БВ (или дублером) при использовании ТСК с преднастройкой; *б* – на стояке (ответвлении) с БВ (или дублером) при использовании ТСК без преднастройки; *1* – БВ или дублер; *2* – АРПД; *3* – краны для опорожнения стояка; *4* – краны для отключения стояка; *5* – гарнитура для подключения импульсной трубки к трубе

Первый вариант установки АРПД (рисунок 4.9) предполагает установку у отопительных приборов ТСК с возможностью преднастройки. Наладка стояка и переменный гидравлический режим работы при этом по большей части возлагается на ТСК, а АРПД поддерживает оптимальный перепад давления для работы ТСК. Второй вариант установки предполагает установку у отопительных приборов ТСК без преднастройки, а это означает, что монтажная наладка стояка будет проводиться с помощью БВ, а переменный гидравлический режим будет обеспечиваться ТСК. АРПД в данном случае поддерживает постоянный перепад давления в стояке и БВ.

Гидравлический режим работы АРПД в совокупности с ТСК представляет особый интерес. При регулировании теплоотдачи отопительного прибора с помощью ТСК, т.е. путем изменения фактического расхода теплоносителя через прибор, изменяется и характеристика сопротивления всего стояка (ответвления), что приводит к изменению общего перепада давления на нем. При этом АРПД должен поддерживать этот перепад давления постоянным, а это значит, что и его характеристика сопротивления (или пропускная способность $k_{АРПД}$, (м^3/ч)/бар^{0,5} или

проводимость $\sigma_{АРПД}$, кг/(ч·Па^{0,5})) будет изменяться.

В эксплуатации АРПД и другие узловые регуляторы создают дополнительное гидравлическое сопротивление в системе, из-за которого увеличивается электропотребление.

4.13 **Автоматические регуляторы расхода (АРР)** (рисунок 4.10) предназначены для поддержания постоянного расхода на ответвлении или в стояке.

а) *б*) *в*)



Рисунок 4.10 – Автоматические регуляторы расхода:
а – муфтовый с прямым шпинделем фирмы; *б* – муфтовый с наклонным шпинделем; *в* – муфтовый с прямым шпинделем и штуцерами отбора давления

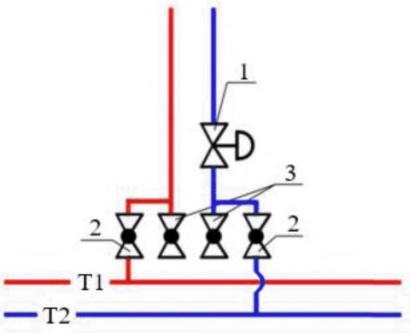


Рисунок 4.11 – Схема установки автоматического регулятора расхода на стояке однотрубной системы отопления:
1 – АРР; *2* – краны для опорожнения стояка; *3* – краны для отключения стояка

АРР конструктивно является регулятором перепада давления, который считывается непосредственно до и после регулирующего органа клапана, напрямую через его конструкцию. Тем самым, в определенном диапазоне давления АРР поддерживает определенный диапазон изменения расхода. В отличие от АРПД, совместный режим работы АРР и ТСК является разнонаправленным. Т.е. при закрытии ТСК расход теплоносителя через стояк и АРР уменьшается, в связи с чем уменьшается перепад давления $\Delta P_{\text{АРР}}$. АРР, реагируя на это, чтобы восстановить заданную потерю давления в регуляторе, приоткрывается и увеличивает расход теплоносителя в стояке или ветви. В двухтрубной системе отопления после повышения расхода через стояк расход через каждый отопительный прибор пропорционально вырастет, что приведет к перегреву помещений и реакции ТСК с ТСГ, которые в итоге уменьшат расход через прибор и стояк, но это вновь задействует работу АРР. Именно поэтому АРР применяются преимущественно для систем или ее ответвлений с постоянным гидравлическим режимом, где иными методами невозможно обеспечить постоянство расхода. Так, большое распространение АРР получили в однотрубных системах отопления.

4.14 **Автоматические регуляторы температуры (АРТ)** (рисунки 4.12, 4.13) это относительно новая разработка в области автоматических регуляторов системы отопления. Ее аналоги можно встретить в системах поддержания постоянной температуры воды в системах подготовки горячего водоснабжения.



Рисунок 4.12 – Автоматический регулятор температуры

АРТ предназначен для поддержания постоянной температуры на стояке или

ответвлении. Принцип работы основан на изменении пропускной способности АРТ в зависимости от температуры обратного теплоносителя в ветви. Исполнительный орган АРТ устанавливается на обратной или подающей трубах стояка или ветви вместе с датчиком температуры.

Применяется АРТ, как правило, в однотрубных системах отопления, для создания постоянного теплосъема на стояке и обеспечения переменного гидравлического режима во взаимодействии с ТСК. АРТ, как и АРР в двухтрубных системах применяются редко.

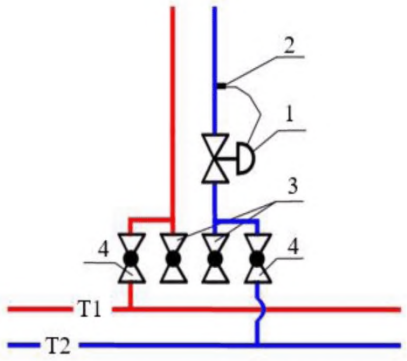


Рисунок 4.13 – Схема установки автоматического регулятора температуры на стояке однотрубной системы:

1 – АРТ; *2* – датчик температуры теплоносителя с импульсной трубкой; *3* – краны для опорожнения стояка; *4* – краны для отключения стояка

4.15 **Балансировочные вентили (БВ) и запорно-регулирующие вентили на обратной подводке отопительного прибора** (рисунок 4.14) сами по себе не являются автоматическими регуляторами и предназначены для наладки системы отопления непосредственно после ее монтажа и в ряде случаев при эксплуатации системы.

Фактически БК и другие неавтоматизированные регулирующие элементы являются дроссель-шайбами, которые более удобны в эксплуатации и способны

изменять проходное сечение.

а) *б*) *в*) *г*)



Рисунок 4.14 – Балансировочные вентили и запорно-регулирующий вентиль на обратной подводке отопительного прибора:

а – БВ без измерительных клапанов муфтовый с наклонным шпинделем;

б – БВ с измерительными клапанами муфтовый с прямым шпинделем;

в – запорно-регулирующий вентиль на обратной подводке отопительного прибора;

г – пример установки запорно-регулирующего вентиля

Вентиль на обратной подводке настраивается аналогично преднастройке ТСК, т.е. при установке данного вентиля рекомендуется осуществлять гидравлическую увязку системы с его помощью, а ТСК выбирать без преднастройки. Данный вентиль снизит вероятность попадания теплоносителя из обратной подводки в отопительный прибор при полном закрытии ТСК.

4.16 Общим недостатком регулирующих устройств является малое пропускное сечение, а в ряде случаев, например, в АРПД, они оборудуются дополнительными импульсными с малым проходным сечением трубками. При несоответствии теплоносителя принятым нормам такие устройства быстро засоряются или «зарастают», что существенно влияет на их эксплуатационные характеристики, а значит и на весь режим работы системы отопления. Этот фактор необходимо обязательно учитывать при проектировании. Нельзя забывать, что регулирующая арматура является сужающим устройством (диафрагмой) с переменным пропускным сечением. В связи с этим, при работе такой арматуры может происходить шумообразование в ней, а также кавитация, которая пагубно влияет на оборудование системы отопления и безопасность ее эксплуатации.

4.17 К средствам автоматизации также можно отнести и **насос системы**

отопления. На практике применяют как безфундаментные, бесшумные насосы с «мокрым ротором» с постоянным и переменным числом оборотов рабочего колеса, устанавливаемые непосредственно на трубе системы, так и фундаментные насосы, при большой мощности системы отопления. Современные насосы позволяют изменять количество оборотов за счет частотного регулирования, тем самым поддерживая постоянный или напор, или расход, или определенную гидравлическую характеристику в процессе эксплуатации. Насосы выбираются либо вручную по каталогам, либо с помощью специальных программ по максимальному КПД при расчетном режиме работы, в зависимости от назначения (смесительные, циркуляционные и смесительно-циркуляционные). Важно отметить тенденцию развития насосов с программируемым режимом работы. Некоторые производители насосов выпускают серию ЦН с возможностью автоматической настройки режима, уменьшая тем самым степень вмешательства персонала, выполняющего наладочные работы.

4.18 Водяное теплоснабжение вентиляционных установок здания также может осуществляться по зависимой и независимой схеме, в зависимости от типа и конструкции воздухонагревателей системы вентиляции. Методика определения энергетической эффективности будет схожа с методикой для систем водяного отопления, однако, в связи с конструктивными особенностями, будут внесены изменения.

4.19 Теплопотребление системы вентиляции напрямую зависит от температуры наружного воздуха, подаваемой через систему в здание массы воздуха и дополнительных избыточных тепловых затрат на транспортирование теплоносителя.

4.21 Регулирование теплопотребления в зависимости от температуры воздуха происходит с помощью центрального качественного регулированиия, и дополняется индивидуальным регулированием в здании, в случае установки системы автоматического регулирования. Данные тепловые затраты не зависят от конструкции системы, а только от переменных внешних параметров.

4.22 Для регулирования теплопотребления в зависимости от изменения

расхода воздуха, подаваемого системой в здание, проводится в автоматическом режиме, либо планово вручную, за счет количественного регулирования непосрадственно узлом обвязки воздухонагревателей. Данный параметр оценить с точки зрения энергетической эффективности достаточно сложно, потому что режим работы и качество эксплуатации зависит от многих переменных и непроогнозируемых параметров.

4.23 Дополнительные избыточные теплозатраты обусловлены местом прокладки теплопроводов, длины трассы и теплоизоляционной конструкцией. Поэтому оценку энергетической эффективности системы с точки зрения тепловых затрат на стадии проектирования системы необходимо вести оценкой дополнительных избыточных теплозатрат.

4.20 Эффективность системы теплоснабжения вентиляции с точки зрения потребления электроэнергии зависит от конструкции системы, применяемого оборудования, а также схемы подключения.

4.21 Затраты электроэнергии обусловлены применением насосов, средств автоматического регулирования и узла подпитки (в случае его наличия), однако последние две составляющие величины достаточно сложны для оценки, т. к. имеют непостоянный малопредсказуемый режим работы и в целом по величине не сильно отличаются в различных системах. Поэтому оценка энергетической эффективности системы с точки зрения потребления электроэнергии будет строиться на определении необходимой электрической мощности, затрачиваемой насосами на транспортировку и/или подготовку теплоносителя.

4.22 Электроэнергия необходимая для транспортировки и и/ли подготовки телпоносителя насосом зависит от схемы подключения системы.

Если система подключена по независимой схеме, то применяется циркуляционный насос, устанавливаемый во внутреннем контуре системы теплоснабжения, напор которого должен быть равен сопротивлению системы, складывающемуся из потери давления в теплопроводах (по длине и в местных сопротивлениях) и на регуляторах узла обвязки.

5 Особенности оценки энергетической эффективности систем отопления для жилых и общественных зданий в рамках комплексной оценки энергопотребления здания

5.1 В общем случае определение результирующих тепловых затрат на системы отопления и вентиляции $Q_{ов}$, Вт, при этом осуществляется с помощью формулы:

$$Q_{ов} = Q_{ов}^{потр} + Q_{ов}^{доп} = \beta\left(Q_{ов}^{потр} + Q_{ов}^{доп}\right) = \beta_{о} Q_{о}^{потр} + \beta_{в} Q_{в}^{потр}, \qquad (5.1)$$

где $Q_{ов}^{потр}$ – суммарные тепловые потребности здания на отопление и вентиляцию, Вт;

$Q_{ов}^{доп}$ – суммарные дополнительные тепловые потери инженерных систем, Вт.

$Q_{о}^{потр}$ – тепловые потребности здания на отопление, Вт;

$Q_{в}^{потр}$ – тепловые потребности здания на вентиляцию, Вт;

Тепловые затраты систем отопления и вентиляции – это тепловые потребности помещений здания на отопление и вентиляцию, дополненные величиной собственных тепловых потерь указанных инженерных систем.

Определение тепловых потребностей здания на отопление и вентиляцию представляет собой самостоятельный расчет и является первым этапом проектных работ, на основании которого определяется необходимость сообщения тепловой энергии к помещениям для осуществления их отопления и, таким образом, потребности помещения в соответствующем инженерном оснащении.

5.2 Дополнительные потери теплоты систем отопления в общем случае образуются из-за несовершенства сообщения теплоносителя к помещению: из-за тепловых потерь при переносе тепловой энергии в трубах и воздуховодах и из-за тепловых потерь при передаче теплоты от отопительных приборов к помещению;

β – поправочный коэффициент, отражающий суммарные дополнительные тепловые потери инженерных систем;

$\beta_{о}$ – поправочный коэффициент, отражающий дополнительные тепловые потери инженерных систем водяного отопления, определяемые по формуле:

$$\beta_о = \beta_{о,А} + \beta_{о,Б}, \quad (5.2)$$

$\beta_в$ – дополнительные тепловые потери инженерных систем вентиляции и воздушного отопления, определяемые по формуле:

$$\beta_в = \beta_{в,А} + \beta_{в,Б}. \quad (5.3)$$

Тепловые потери, связанные с несовершенством передачи теплоты от отопительных приборов к помещениям, обусловлены дополнительными потерями теплоты отопительными приборами, расположенными вблизи наружных ограждений (в результате избыточного перегрева этих участков наружных ограждений), и дополнительными потерями теплоты, связанными с увеличением площади поверхности отопительных приборов выше требуемых значений (в результате подбора отопительных приборов, а также из-за обеспечения возможности регулирования теплоотдачи отопительных приборов). Их результирующее воздействие выражается поправочным коэффициентом $\beta_{о,А}$.

5.3 В системах водяного отопления, а также в системах водяного теплоснабжения воздухонагревателей вентиляционных установок тепловые потери при переносе тепловой энергии обусловлены остыванием теплоносителя в трубах указанных систем и учитываются с помощью поправочного коэффициента $\beta_{о,Б}$.

Тепловые потери, связанные с несовершенством воздухораспределения в помещениях, учитываются с помощью поправочного коэффициента $\beta_{в,А}$.

5.4 В системах вентиляции, а также в системах воздушного отопления тепловые потери при переносе тепловой энергии обусловлены остыванием воздуха в воздуховодах и учитываются с помощью поправочного коэффициента $\beta_{в,Б}$.

Примечание:

При обосновании в величины β, βо и βв можно вводить дополнительный поправочный коэффициент в качестве слагаемого $\beta_{i,В}$, где i – индекс, указывающий на тип характеризуемой инженерной системы, при наличии.

5.5 Достоверное определение тепловых затрат систем отопления и вентиляции невозможно без конструирования и выполнения гидравлических и аэродинамических расчетов этих инженерных систем, а также без теплового расчета отопительных приборов и расчета воздухораспределителей.

При этом в соответствии с пунктом 6.2.8 СП 60.13330 дополнительные

тепловые потери систем отопления не должны превышать 7% от величины тепловых затрат на системы отопления.

Кроме того, следует учитывать в расчетах такой случай, когда требуемый воздухообмен в теплый или переходный период года превышает требуемый воздухообмен в холодный период года, а система вентиляции при работе в холодный период года обеспечивает требуемый воздухообмен с превышением. Тогда разность требуемых воздухообменов в теплый или переходный и холодный периоды года не относят к вентиляционным тепловым потребностям, а учитывают в качестве дополнительных тепловых потерь систем вентиляции с помощью коэффициента $\beta_{в,В}$.

5.6 Отношение определенных энергетических потребностей к энергетическим затратам определенной инженерной системы характеризует энергетическую эффективность этой инженерной системы в расчетном режиме: отопления и/или теплоснабжения приточных вентиляционных установок.

При этом из-за невозможности однозначно учитывать коэффициент трансформации электрической энергии в тепловую, дополнительные энергетические затраты систем водяного отопления и теплоснабжения приточных вентиляционных установок, связанные с транспортировкой теплоносителя по элементам системы, т.е. электрическая энергия, затрачиваемая насосом учитывается отдельно.

5.7 При отдельном рассмотрении систем внутреннего теплоснабжения воздухонагревателей приточных вентиляционных установок набор дополнительных тепловых потерь этих инженерных систем подобен по составу набору дополнительных тепловых потерь, характерных для систем водяного отопления (прежде всего, это – тепловые потери при передаче теплоты от теплообменника к обогреваемому воздуху и тепловые потери при переносе теплоносителя к теплообменнику).

5.8 Поправочный коэффициент, учитывающий дополнительные тепловые потери систем внутреннего теплоснабжения воздухонагревателей приточных установок, определяется аналогично формуле (5.2).

5.9 Важным задачами системы отопления являются транспортирование

необходимого количества теплоносителя по теплопроводам и подача требуемого количества тепловой энергии в отапливаемые помещения на протяжении всего отопительного сезона.

При эксплуатации системы отопления расходуется тепловая и электрическая энергия.

Для водяных систем отопления **тепловая** энергия расходуется на **компенсацию тепловых потерь зданием**, а также на **дополнительные конструктивные издержки системы**: на потери теплоты от стояков и магистралей, прокладываемых в неотапливаемых помещениях, дополнительные тепловые потери зарадиаторных участков наружной стены, номенклатурный шаг теплоотдачи отопительных приборов, точность автоматических регуляторов.

Электрическая энергия расходуется на обеспечение работы циркуляционных, смесительных и подпиточных насосов, а также на работу средств автоматического регулирования на источнике теплоты.

Следует выделить отдельно местные электрические системы отопления (инфракрасные излучатели, электрические отопительные приборы). Для них затраты тепловой энергии также относятся к затратам электрической энергии, т. к. в данных устройствах происходит не только подача тепловой энергии в отапливаемое помещение, но и ее выработка.

К потреблению электрической энергии таких систем следует отнести потребление на выработку тепловой энергии (необходимой для компенсации тепловых потерь) и потребление на несовершенство процесса выработки тепловой энергии (КПД устройства) и процесса передачи тепловой энергии в помещение (конвективная теплоотдача от инфракрасных излучателей, потери теплоты зарадиаторных участков наружной стены). Эффективность таких систем сторого зависит от эффективности самих отопительных устройств и места их размещения, поэтому при такой реализации системы отопления следует обращать внимание на КПД оборудования, предлагаемого фирмами-производителями, а не на их конструкцию.

Величина подаваемой тепловой энергии в отапливаемые помещения,

необходимая для компенсации тепловых потерь, есть величина переменная, зависящая от величины температуры наружного воздуха и суточного ее колебания, от переменных внутренних тепловыделений, а также от изменения теплофизических свойств наружных ограждений в процессе эксплуатации здания. На данную величину никаким образом не влияет конструкция системы и оборудование применяемой в ней.

Однако обеспечить строго необходимую подачу тепловой энергии в отапливаемые помещения на протяжении всего отопительного сезона достаточно сложно, следствием чего являются **дополнительные тепловые и электрические потери системой отопления**.

5.10 **Дополнительные тепловые потери** зависят от конструкции системы отопления, а также от оборудования, которое в ней применяется. Данные потери можно разбить на три основных типа:

1) дополнительные потери тепловой энергии зарадиаторным участком наружных стен;

2) потери теплоты от теплопроводов, прокладываемых в неотапливаемых помещениях.

3) потери от перегрева помещений.

Дополнительные потери тепловой энергии **зарадиаторным участком наружных стен** происходят в связи с дополнительным прогревом участка наружной стены, находящейся за отопительным приборов, вследствие чего увеличивается разность температуры наружного воздуха и внутренней поверхности стены, и следовательно, тепловые потери через этот участок.

Величина данных тепловых потерь зависит от типа отопительного прибора и конструкции наружной стены, однако, для инженерной оценки их величины рекомендуется использовать Приложение Г.

Потери теплоты **от теплопроводов, прокладываемых в неотапливаемых помещениях** присутствуют вследствие теплоотдачи теплопроводов (магистралей,

стояков, узлов) в помещениях, где проектом не предусмотрено поддержание необходимой температуры.

В таких помещениях, согласно п.4.6. СП 60.13330.2016 теплопроводы и арматура, прокладвываемые в неотапливаемых помещениях должны быть теплоизолрованы. Толщину теплоизоляции следует выбирать из условия ограничения температуры на поверхности тепловой изоляции – не более 40 °С. Выбор толщины изоляции выполняется согласно СП 61.13330.2012.

Если теплопроводы прокладываются в отапливаемых помещениях, то их допускается не изолировать (кроме детских дошкольных помещений), а тепловыделения от них не являются потерями теплоты, т. к. согласно п. 6.2.8 СП 60.13330.2016, теплоотдача от данных труб учитывается в тепловом балансе при выборе отопительных приборов.

Таким образом, с точки зрения энергетической эффективность, магистрали и узлы следует располагать непосредствнно в отапливаемых помещениях, однако, это не всегда целесообразно с точки зрения дизайна здания и удобства эксплуатации.

Дополнительные тепловые потери вследствие **перегрева отапливаемых помещений** являются важной составляющей теплового баланса эксплуатиремого здания. Повышение температуры в помещениях может быть вызвано неверным выбором отопительных приборов, ошибочной проектной и эксплуатационной теплогидравлической наладкой системы отпления, а также обильными внутренними теплопоступлениями от оборудования, солнечной радиации и пр.

При выборе отопительных приборов должно выполняться требование п. 6.2.8 СП 60.13330.2016. Стоит отметить, что отопительные приборы, выпускаемые промышленностью, имеют определенный номенклатурный шаг. Это приводит к тому, что отопительные приборы выбираются с некоторым запасом, а эксплуатируемые помещения начинают получать избыточную тепловую энергию, вследствие чего температура помещения будет увеличиваться.

В системах без применения автоматических регуляторов (термостатов) для устранения данной проблемы, необходимо произвести теплогидравлическую

наладку системы, изменив расчетный расход через отопительный прибор. Но вследствие ступенчатости настройки регуляторов, и сложности провдения высокоточной налаки системы предполагается, что избыточные теплопоступления все же будут.

В системах с автоматическими регуляторами избыточные теплопоступления компенсируются индивидуальным количественным регулированием. Точность такого регулирования зависит от устройства регуляторов и места их установки, а тепловая инерция отопительных приборов не позволяет мгновенно изменять теплоотдачу. Но поскольку речь идет о долгосрочном условно-постоянном перегреве помещений, автоматические регуляторы позволяют практически полностью исключить данные избыточные тепловые затраты.

Избыточная теплоотдача от системы отопления, из-за которой вероятен перегрев помещений, может возникать вследствие **неверной наладки, а также неграмотного теплогидравлического расчета системы.** С точки зрения энергетической эффективности оценивать такую систему неверно, т. к. величина этих теплозатрат не может быть привязана к косвенным количественным показателям и во многом зависит от квалификации проектировщиов, монтажников и наладчиков.

Теплопоступления в помещение являются важной причиной перегрева помещений. Для гражданских зданий среди таких теплопоступлений стоит отдельно отметить следующие:

- от солнечной радиации;

- от электрооборудования (компьютеры, телевизоры, стиральные машины, электроплиты, утюги, пылесосы);

- от людей;

- от освещения.

В практике проектирования источников теплоты и систем отопления регулярно поступающие внутренние теплопоступления учитываются, что позволяет

снизить тепловую нагрузку на отопительные приборы. Однако, например, теплопоступления от солнечной радиации, при проектировании систем согласно п.6.2.2 СП 60.13330.2016 не учитываются, т. к. данная величина зависит от многих факторов, таких как наличие солнцезащитных устройств (в том числе шторы, жалюзи), погодные условия (в частности облачность), район расположения, время и месяц года.

Избыточные теплопоступления приводят к перегреву помещения, и как следствие, жители здания или персонал открывают окна, «выбрасывая» тепловую энергию.

Компенсация теплопоступлений от солнечной радиации может быть произведена вручную индивидуальными регуляторами у отопительных приборов или в автоматическом режиме термостатами, однако определение экономии тепловой энергии от регулирования – достаточно сложная задача, при решении которой нужно учитывать не только возможные тепловыделения (в ряде случаев имеющие вероятностный фактор появления), но и точность автоматических регуляторов, тепловой инерции помещения и отопительного прибора. Поэтому при рассмотрении энергетической эффективности системы отопления рекомендуется не учитывать данный фактор, а отнести его к возможной экономической выгоде, величину и сроки окупаемости которой необходимо определять отдельно.

Кроме того, остальные теплопоступления (от людей, оборудования, освещения и пр.) могут быть выше учтенных при проектировании. Такие теплопоступления также компенсируются индивидуальным регулированием, но данный фактор тоже не следует относить к энергетической эффективности системы, в силу, как правило, непредсказуемости появления.

Оценка дополнительных потерь тепловой энергии с точки зрения энергетической эффективности рассмотрена в разделе 6.

5.11 **Затраты электрической энергии** присущи любой водяной системе отопления, за исключением систем с естественной циркуляцией. В водяной насосной системе отопления электрическая энергия расходуется на транспортировку

теплоносителя циркуляционным и смесительно-циркуляционным насосом, повышение давления в точке смешения смесительным насосом, обеспечения работы системы автоматического регулирования и узла подпитки.

Кроме того могут быть использованы **дополнительные смесительные насосы** для изменения температурного графика системы (например для панельно-лучистого отопления типа «теплый пол»).

Затраты электроэнергии дополнительными смесительными насосами для изменения температурного графика в отдельной части системы не учитываются при расчете эффективности системы, т. к. режим работы таких частей системы имеет, как правило, переменный непредсказуемый характер. В случае постоянного использования таких узлов смешения в течение всего отопительного сезона учет затрат электроэнергии при определении эффективности ведется аналогично смесительным насосам для централизованной системы отопления.

Затраты электроэнергии на **систему автоматического регулирования** имеют примерно одинаковую величину для различных тепловых пунктов и практически не зависят от типа и марки регуляторов, поэтому при определении энергетической эффективности данную величину учитывать не следует. Узел подпитки тоже потребляет электрическую энергию, но поскольку вероятность работы подпиточного насоса (которого может и не быть) зависит от ряда случайных факторов, данную величину потребления в определение энергетической эффективности учитывать не следует.

Для систем отопления, присоединенных по независимой схеме к тепловым сетям, а также систем с местным теплоснабженем (индивидуальные котлы), электрическая энергия расходуется **циркуляционным насосами** – на перекачку теплоносителя в системе, на **систему автоматического регулирования** и на **узел подпитки**.

Циркуляционный насос предназначен для созания движения жидкости в замкнутом гидравлическом контуре системы отопления. Напор, создаваемый

циркуляционным насосом, расходуется на преодоление гидравлического сопротивления в системе.

5.12 Гидравлическое сопротивление в системе зависит от конструкции системы отопления, в том числе от трассировки теплопроводов, диаметров теплопроводов, наличию запорной и регулирующей арматуры. Чем выше гидравлическое сопротивление системы отопления, тем больше потребелние электроэнергии циркуляционным насосом.

Таким образом, наиболее экономичным с точки зрения эксплуатации вариантом будет такая конструкция системы, в которой потеря давления наименьшая. Этого можно добиться путем выбора больших диаметров труб, а также арматуры с наименьшим гидравлическим сопротивлением. Однако с точки зрения обеспечения воздухоудаления и эксплуатационного регулирования теплоотдачи отопительных приборов есть определенная граница выбора диаметров труб и проходного сечения регулирующей арматуры.

Согласно п. 6.3.10. СП 60.13330.2016, максимальная скорость движения теплоносителя в трубах систем отопления ограничена. А вот минимальная скорость теплоносителя в трубах ограничивается скоростью витания пузырьков воздуха. Таким образом, минималньая скорость теполоносителя должна быть не менее:

- 0,2 м/с в вертикальных трубах;

- 0,1 м/с в горизонтальных трубах, при соблюдении уклона не менее 0,002 от точки воздухоудаления.

Допускается снижение скорости в подводках к отопительным приборам, если уклон выполнен в сторону точки воздухоудаления со значением не менее 0,005.

При выборе труб меньшего диаметра, т. е. увеличения скорости, потери давления будут считаться избыточными.

5.13 Для обеспечения пропорционального регулирования теплоотдачи отопительных приборов индивидуальными регуляторами, необходимо обеспечение определенной величины потери давления на регулирующем устройстве. Т. е. для

систем, где установлены только индивидуальные регуляторы у отопительных приборов, авторитет регулятора должен быть не менее:

- при применении регулятора с линейной характеристикой – 0,6;

- при применении регулятора с логарифмической (равнопроцентной) и параболической характеристикой – 0,5;

- при применении регулятора с логарифмическо-линейной характеристикой – 0,3.

Таким образом, необходимая потеря давления на индивидуальном регуляторе $\Delta P_{\text{и.рег}}$, Па, может быть определена по формуле:

$$\Delta P_{\text{и.рег}} = \frac{a}{1-a} \Delta P_{\text{рег.уч}}, \tag{5.4}$$

где a – авторитет регулятора;

$\Delta P_{\text{рег.уч}}$ – потеря давления на регулируемом участке, Па.

При выборе положения настройки регуляторов, при котором потеря давления будет выше необходимой, возникнут избыточные потери давления.

Необходимость установки дополнительных автоматических узловых регуляторов (АРПД АРР, АРТ) определяется способностью исключить шумообразование в индивидуальных регуляторах у отопительных приборов (см. раздел 6). Исключение шумообразования не является их единственной функцией, но остальные решаемые ими задачи весьма сложны для численной проверки.

5.14 Для исключения разрегулирующего по этажам влияния естественной гравитационной циркуляционной силы в двухтрубных системах также необходимо создавать дополнительные потери давления на регуляторах у отопительного прибора. Величина данной потери давления определяется расчетом из условия, что в расчетном режиме величина естественного циркуляционного давления в малых циркуляционных кольцах должна быть не более 10% от общей потери давления в этих кольцах. Величина естественного циркуляционного давления в малых кольцах определяется расчетом.

5.15 Для систем отопления, присоединенных по зависимой схеме со смешением к тепловым сетям, электрическая энергия расходуется **смесительными или смесительно-цркуляционными насосами** – на повышение давления и перекачку теплоносителя из обратной магистрали системы отопления в подающую, а также на **систему автоматического регулирования**.

Согласно п. 4.10 СП 41-101-95 напор **смесительного насоса** $H_{нас}$, м.вод.ст., должен быть больше на 2-3 м.вод.ст потери напора в системе отопления, $H_{со}$, м.вод.ст.:

$$H_{нас} = H_{со} + 2...3, \tag{5.5}$$

Подача насоса $G_{нас}$, кг/ч, определяется по формуле:

$$G_{нас} = 1,1 G_{со} u, \tag{5.6}$$

где $G_{со}$ – расход теплоносителя, циркулирующего в системе (по данным проекта раздела ОВ), кг/ч;

u – коэффициент смешения, определяемый по формуле:

$$u = \frac{\tau_1 - \tau_{o1}}{\tau_{o1} - \tau_2}, \tag{5.7}$$

где τ_1 – температура теплоносителя в подающем теплопроводе тепловой сети при расчетной температуре наружного воздуха для проектирования отопления, °С;

τ_{o1}, τ_2 – температура теплоносителя в подающем и обратном теплопроводах системы отопления при расчетной температуре наружного воздуха для проектирования отопления, °С.

Напор **смесительно-циркуляционного насоса** определяется по формуле:

$$H_{нас} = H_{со} - (H_1 - H_2) + 2...3, \tag{5.8}$$

где H_1, H_2 – напор в точке присоединения теплового пункта к подающему и обратному теплопроводу тепловой сети в расчетных условиях, м.вод.ст.

Подача насоса $G_{нас}$, кг/ч, определяется по формуле:

$$G_{нас} = 1,1 G_{со} (1 + u). \tag{5.9}$$

Если насос выбирается с большими рабочими характеристиками и малым КПД в рабочей точке, то затраты электроэнергии будут выше необходимых, что приведет к созданию системы с низким уровнем энергетической эффективности.

Таким образом, учитывая все факторы, позволяющие исключить дополнительные тепловые и электрические затраты, можно добиться наибольшей энергетической эффективности системы, т. е. снизить эксплуатационные затраты системы.

6 Методика расчета энергетической эффективности систем отопления жилых и общественных зданий

6.1 Настоящим пособием рекомендуется определять экономическую эффективность конструкции системы отопления с помощью оценки величины дополнительных затрат тепловой и электрической энергии.

6.2 Дополнительные затраты тепловой энергии $Q_{доп}$, Вт, определяются по формуле:

$$Q_{доп} = Q_{тр} + Q_{зар} + Q_{изб.оп} = (\beta_о - 1)Q_о^{потр} = (\beta_{о,А} + \beta_{о,Б})Q_о^{потр} - Q_о^{потр}, \quad (6.1)$$

где $Q_{тр}$ – теплоотдача от труб и арматуры, проложенных в неотапливаемых помещениях, Вт;

$Q_{зар}$ – дополнительные тепловые потери зарадиаторного участка отопительного прибора, Вт;

$Q_{изб.оп}$ – избыточные теплопоступления от отопительных приборов в силу номенклатурного шага фирм-производителей, Вт.

6.3 Теплоотдача от труб $Q_{тр}$, Вт, определяется как сумма теплоотдачи всех труб различного диаметра, проложенных в неотапливаемых помещениях, по формуле:

$$Q_{тр} = \sum_i q_{i.тр} l_{i.тр}, \quad (6.2)$$

где $q_{i.тр}$ – удельная теплоотдача от горизонтальных или вертикальных участков труб, Вт/м;

$l_{i.тр}$ – длина горизонтальных или вертикальных участков труб, м.

Удельная теплоотдача от открыто проложенных труб может определяться расчетом, либо по таблицам в приложении В.

Теплоотдача труб, проложенных в теплоизоляции, определяется расчетом, предложенным фирмой-производителем теплоизоляции, при этом температуру в неотапливаемом подвале и на чердаке определяют на основании расчета теплового

баланса, или ориентировочно принимают равной 5 °С.

Если теплоизолированные трубы прокладываются скрыто, то при определении экономической эффективности системы теплопотери от них допускается не учитывать.

6.4 Дополнительные тепловые потери зарадиаторными участками наружных ограждений следует определять как долю тепловых потерь, в зависимости от типа отопительных приборов и места их установки, согласно приложению Г.

6.5 Избыточные затраты теплоты для систем отопления без автоматических регуляторов, возникающие вследствие определенного номенклатурного шага производимых отопительных приборов $Q_{\text{оп}}^{\text{изб}}$, Вт, определяются по формуле

$$Q_{\text{оп}}^{\text{изб}} = Q_{\text{оп}}^{\text{расч}} - Q_{\text{оп}}^{\text{тп}}, \tag{6.3}$$

т.е. по разнице компенсируемых тепловых потерь отопительным приборов $Q_{\text{оп}}^{\text{тп}}$, Вт, и его реальной расчетной мощностью $Q_{\text{оп}}^{\text{расч}}$, Вт. Если в ходе проектирования не выполнялся расчет реальной теплоотдачи отопительного прибора, то $Q_{\text{оп}}^{\text{расч}}$, Вт, следует определять по формуле:

$$Q_{\text{оп}}^{\text{расч}} = Q_{\text{оп}}^{\text{ном}} \left(\frac{\Delta t}{70} \right)^{1+n} \left(\frac{G_{\text{оп}}}{360} \right)^{p}, \tag{6.4}$$

где $Q_{\text{оп}}^{\text{ном}}$ – номинальная теплоотдача отопительного прибора, Вт;

$G_{\text{оп}}$ – расход теплоносителя, протекающего в приборе, кг/ч;

p, n – эмпирические коэффициенты, зависящие от конструкции отопительного прибора (определяются по каталогам фирм-производителей);

Δt – температурный напор, °С, или разница средней температуры отопительного прибора $t_{\text{ср}}$ и температуры внутреннего воздуха $t_{\text{в}}$, определяемая по формуле:

$$\Delta t = t_{\text{ср}} - t_{\text{в}} = 0{,}5(\tau_{01} + \tau_2) - t_{\text{в}}. \tag{6.5}$$

В системах отопления с применением автоматический термоклапанов у отопительных приборов $Q_{\text{оп}}$ допускается не учитывать при расчете экономической эффективности системы.

6.6 Согласно п. 6.2.8 СП 60.13330.2016, дополнительные тепловые потери должны быть не более 7%, следовательно, тепловую энергетическую эффективность системы можно оценить с точки зрения коэффициента $\eta_{тепл}$, %, величина которого не должна быть не менее 93%:

$$\eta_{тепл} = 100\frac{Q_o^{потр}}{Q_o^{потр} + Q_{доп}} \geq 93\ \%. \qquad (6.6)$$

Здесь Q_o – тепловая потребность здания, Вт.

Если данное условие не выполняется, то условие энергетической эффективности не выполняется, и следует дополнительно утеплить трубы, прокладываемые в неотапливаемых помещениях, и более точно подобрать отопительные приборы либо выбрать приборы другого типа.

Тогда можно определить коэффициент β_o для системы отопления:

$$\beta_o = (\beta_{o,А} + \beta_{o,Б}) = \frac{Q_o^{потр} + Q_{доп}}{Q_o^{потр}}. \qquad (6.7)$$

6.7 Поскольку потребление электроэнергии циркуляционными, смесительными и циркуляционно-смесительными насосами напрямую связано с гидравлическими потерями давления в системе отопления, то энергетическую эффективность с точки зрения потребления электроэнергии следует оценивать коэффициентом $\eta_{эл}$, %:

$$\eta_{эл} = 100\frac{N_{необх}}{N_{потр}}, \qquad (6.8)$$

где $N_{необх}$ – минимально необходимые затраты электроэнергии для качественной работы системы отопления, кВт;

$N_{потр}$ – потребляемая мощность смесительным, циркуляционных, или смесительно-циркуляционным насосом системы отопления, кВт (определяется согласно проектной документации).

6.8 Необходимы затраты электроэнергии $N_{необх}$, кВт, определяются по формуле:

- для смесительных насосов:

$$N_{\text{необх}} = 1,1 G_{\text{с.о}} u \left(\Delta P_{\text{необх}} + 3\rho g\right) \cdot 10^{-6}, \quad (6.9)$$

- для смесительно-циркуляционных насосов:

$$N_{\text{необх}} = 1,1 G_{\text{с.о}} \left(1+u\right)\left(\Delta P_{\text{необх}} + 3\rho g\right) \cdot 10^{-6}, \quad (6.10)$$

- для циркуляционных насосов:

$$N_{\text{необх}} = 1,1 G_{\text{с.о}} \Delta P_{\text{необх}} \cdot 10^{-6}, \quad (6.11)$$

где $G_{\text{с.о}}$ – расход теплоносителя в системе (определяется согласно проектной документации), кг/с;

$\Delta P_{\text{необх}}$ – минимально необходимая потеря давления в контуре системы отопления для качественной работы системы отопления, кПа;

u – коэффициент смешения;

ρ – плотность теплоносителя в точке установки насоса, кг/ч.

6.9 Необходимая потеря давления $\Delta P_{\text{необх}}$, Па, определяются по формуле:

$$\Delta P_{\text{необх}} = \Delta P^{\text{тр}}_{\text{необх}} + \Delta P^{\text{рег}}_{\text{необх}}, \quad (6.12)$$

где $\Delta P^{\text{тр}}_{\text{необх}}$ – минимально необходимая потеря давления, связанная с ограничением нижней границы скорости теплоносителя, для эффективного воздухоудаления, Па;

$\Delta P^{\text{рег}}_{\text{необх}}$ – минимально необходимая потеря давления на регуляторах, необходимая для обеспечения пропорционального количественного индивидуального регулирования теплоотдачи отопительных приборов и недопущения превышения уровня шума в регулирующих устройствах, Па.

6.10 Минимально необходимая потеря давления в трубах системы $\Delta P^{\text{тр}}_{\text{необх}}$, Па, определяется по основному циркуляционному кольцу (ОЦК) системы при условии, что диаметр труб и арматуры выбраны как ближайший меньший по сортаменту из условия обеспечения минимально допустимой скорости теплоносителя. Диаметр трубных участков $d_{\text{необх}}$, мм, исходя из данного условия, следует выбирать по формуле:

$$d_{\text{необх}} \le d_{\text{возд}} = \sqrt{\frac{4G_{\text{уч}}}{3600\pi v_{\text{мин}}\rho}} = 18{,}81\sqrt{\frac{G_{\text{уч}}}{v_{\text{мин}}\rho}}, \quad (6.13)$$

где $G_{\text{уч}}$ – расход теплоносителя на участке, кг/ч;

ρ – плотность воды, при расчетной температуре на участке, кг/м^3;

$v_{\text{мин}}$ – минимально необходимая скорость на участке, для обеспечения эффективного воздухоудаления:

- 0,2 м/с в вертикальных трубах;

- 0,1 м/с в горизонтальных трубах, при соблюдении уклона не менее 0,002 от точки воздухоудаления.

После выбора диаметра трубных участков ОЦК определяется потеря давления по длине и потеря давления на местных сопротивлениях; калибр арматуры и других местных сопротивлений принимается согласно $d_{\text{необх}}$, а потеря давления на регулирующих устройствах не учитывается.

Минимально необходимая потеря давления в трубах системы $\Delta P^{\text{тр}}_{\text{необх}}$, Па, определяется как сумма потери давления по длине $\Delta P^{\text{тр}}_{\text{дл}}$ и на местных сопротивлениях $\Delta P^{\text{тр}}_{\text{м.с}}$ всех участков ОЦК:

$$\Delta P^{\text{тр}}_{\text{необх}} = \sum\left(\Delta P^{\text{тр}}_{\text{дл}} + \Delta P^{\text{тр}}_{\text{м.с}}\right). \quad (6.14)$$

6.11 Необходимая потеря давления в регуляторах зависит от конструкции системы. Если в системе предусматривается **только установка индивидуальных регуляторов у отопительных приборов**, то:

а) для двухтрубных систем минимально необходимая потеря давления на индивидуальном регуляторе зависит от конструкции регулятора и потери давления в трубных участках на регулируемом участке $\Delta P_{\text{рег.уч}}$, Па:

$$\Delta P^{\text{рег}}_{\text{необх}} = \Delta P_{\text{и.рег}} = \frac{a}{1-a}\Delta P_{\text{рег.уч}}, \text{ Па}. \quad (6.15)$$

При данной конструкции регулируемым участком является все ОЦК, т. е. учитываются потери давления не только до теплового пункта, но и в тепловом

пункте, включая потерю в теплообменнике системы или смесительном узле. Авторитет клапана выбирается в зависимости от конструкции индивидуального регулятора:

- с линейной характеристикой – 0,6;
- с логарифмической и параболической характеристикой – 0,5;
- с логарифмическо-линейной характеристикой – 0,3;

б) в однотрубных проточно-регулируемых системах суммарная необходимая потеря давления на трехходовых регуляторах должна быть не менее:

$$\Delta P_{\text{необх}}^{\text{рег}} = \sum \Delta P_{\text{и.рег}} = 4\Delta P_{\text{рег.уч}}, \text{ Па}. \quad (6.16)$$

При этом за регулируемый участок также берется все ОЦК, а потеря давления в регуляторах не учитывается;

в) в однотрубных системах с замыкающим участком необходимая потеря давления на каждом индивидуальном регуляторе должна быть не менее:

- при этажности до 3 этажей:

$$\Delta P_{\text{и.рег}} = 0,4\Delta P_{\text{рег.уч}}, \text{ Па}; \quad (6.17)$$

- при этажности от 4 до 6 этажей:

$$\Delta P_{\text{и.рег}} = 0,3\Delta P_{\text{рег.уч}}, \text{ Па}; \quad (6.18)$$

- при этажности свыше 7 этажей эффективность индивидуального регулирования достаточно низкая, поэтому обеспечивать определенный перепад давления на индивидуальных регуляторах не имеет смысла, а необходимая потеря на каждом из них должна быть не менее 3 кПа.

6.12 Если проекте предусматривается **установка индивидуальных регуляторов у отопительных приборов и автоматических регуляторов (АРПД, АРР, АРТ) на стояках, или узлах,** то в первую очередь следует проверить необходимость установки автоматических регуляторов давления.

Необходимость установки автоматических регуляторов оценивается возможностью образования шума в индивидуальных регуляторах по условию:

$$\Delta P_{\text{и.рег}}^{\text{макс}} > \Delta P_{\text{и.рег}}^{\text{шум}}, \tag{6.19}$$

где $\Delta P_{\text{и.рег}}^{\text{шум}}$ – перепад давления на клапане, при котором появляется вероятность образования шума (определяется согласно каталогам фирм производителей), Па;

$\Delta P_{\text{и.рег}}^{\text{макс}}$ – максимальный перепад давления, который может наблюдаться на рассматриваемом индивидуальном регуляторе в системе, Па.

Перепад давления $\Delta P_{\text{и.рег}}^{\text{макс}}$ может определяться согласно исследованию теплогидравлического режима работы системы; это достаточно сложная задача, поэтому для инженерных расчетов при оценке энергетической эффективности рекомендуется использовать формулы:

- для насосов, поддерживающих постоянный перепад давления:

$$\Delta P_{\text{и.рег}}^{\text{макс}} = \Delta P_{\text{рег.уч}} \left(\frac{1}{1-a} - \left(\frac{G_{\text{и.рег}}}{G_{\text{со}}} \right)^{1,85} \right), \tag{6.20}$$

- для нерегулируемых насосов:

$$\Delta P_{\text{и.рег}}^{\text{макс}} = \Delta P_{\text{рег.уч}} \left(\frac{1,3}{1-a} - \left(\frac{G_{\text{и.рег}}}{G_{\text{со}}} \right)^{1,85} \right). \tag{6.21}$$

6.12 Для тупиковых систем отопления следует рассматривать индивидуальный регулятор не ОЦК, а кольца, в котором наблюдается самые низкие потери давления в трубах и арматуре (без учета регулирующих клапанов), т. к. вероятность образования шума в регуляторах этих колец наивысшая. Для инженерных расчетов, при оценке энергетической эффективности тупиковых систем отопления рекомендуется использовать следующие формулы:

- для насосов, поддерживающих постоянный перепад давления:

$$\Delta P_{\text{и.рег}}^{\text{макс}} = \Delta P_{\text{рег.уч}} \left(\frac{1}{1-a} - \left(\frac{G_{\text{и.рег}}}{G_{\text{со}}} \right)^{1,85} \right) \frac{l_{\text{ОЦК}}}{l_{\text{ВЦК}}}, \tag{6.22}$$

- для нерегулируемых насосов:

$$\Delta P_{\text{и.рег}}^{\text{макс}} = \Delta P_{\text{рег.уч}} \left(\frac{1,3}{1-a} - \left(\frac{G_{\text{и.рег}}}{G_{\text{со}}} \right)^{1,85} \right) \frac{l_{\text{ОЦК}}}{l_{\text{ВЦК}}}. \quad (6.23)$$

Здесь $l_{\text{ОЦК}}$ – длина основного циркуляционного кольца, м;

$l_{\text{ВЦК}}$ – длина второстепенного циркуляционного кольца, наиболее близкого по ходу теплоносителя от теплового пункта, м.

Если в установке автоматического регулятора нет необходимости, а в конструкции системы они запроектированы, то потерю давления на регуляторе следует отнести к бесполезным (избыточным) потерям давления, а эффективность следует определять из условия наличия только индивидуальных регуляторов у отопительных приборов.

Если установка автоматического регулятора необходима, то суммарная необходимая потеря давления во всех регуляторах системы определяется по формуле:

а) для двухтрубных систем:

$$\Delta P_{\text{необх}}^{\text{рег}} = \Delta P_{\text{и.рег}} + \Delta P_{\text{АР}} = \frac{a}{1-a} \Delta P_{\text{рег.уч}} + \Delta P_{\text{и.рег}}^{\text{макс}} - \Delta P_{\text{и.рег}}^{\text{шум}}, \text{ Па}. \quad (6.24)$$

б) для однотрубных проточно-регулируемых систем:

$$\Delta P_{\text{необх}}^{\text{рег}} = \Delta P_{\text{и.рег}} + \Delta P_{\text{АР}} = 4\Delta P_{\text{рег.уч}} + \Delta P_{\text{и.рег}}^{\text{макс}} - \Delta P_{\text{и.рег}}^{\text{шум}}, \text{ Па}. \quad (6.25)$$

в) для однотрубных систем с замыкающим участком

- при этажности до 3 этажей:

$$\Delta P_{\text{необх}}^{\text{рег}} = \Delta P_{\text{и.рег}} + \Delta P_{\text{АР}} = 0,4\Delta P_{\text{рег.уч}} N + \Delta P_{\text{и.рег}}^{\text{макс}} - \Delta P_{\text{и.рег}}^{\text{шум}}, \text{ Па}. \quad (6.26)$$

- при этажности от 4 до 6 этажей:

$$\Delta P_{\text{необх}}^{\text{рег}} = \Delta P_{\text{и.рег}} + \Delta P_{\text{АР}} = 0,3\Delta P_{\text{рег.уч}} N + \Delta P_{\text{и.рег}}^{\text{макс}} - \Delta P_{\text{и.рег}}^{\text{шум}}, \text{ Па}. \quad (6.27)$$

- при этажности свыше 7 этажей:

$$\Delta P_{\text{необх}}^{\text{рег}} = \Delta P_{\text{и.рег}} + \Delta P_{\text{АР}} = 3000N + \Delta P_{\text{и.рег}}^{\text{макс}} - \Delta P_{\text{и.рег}}^{\text{шум}}, \text{ Па}. \quad (6.28)$$

Здесь N – количество отопительных приборов на стояке (число этажей), шт.

6.13 Коллекторные системы отопления следует рассматривать аналогичным способом, принимая за циркуляционное кольцо путь от источника теплоты (включая трубы теплового пункта, узел насоса, теплообменник) к этажному коллектору и до наиболее нагруженного отопительного прибора, а затем обратно к источнику.

Оценивать необходимость установки регуляторов перед коллектором и необходимые потери давления на индивидуальных регуляторах также следует по аналогии с классическими системами. В приложении А подробно рассмотрен пример определения энергетической эффективности таких систем.

6.14 После определения минимально необходимой потери давления на регуляторах $\Delta P_{\text{необх}}^{\text{рег}}$, Па, рассчитывается минимально необходимая потеря давления в системе $\Delta P_{\text{необх}}$, Па, а затем проверяется условие выполнения п. 6.2.7 СП 60.13330.2016 по ограничению минимальной потери давления, Па:

- в стояках однотрубных систем – не менее 70% общих потерь давления в циркуляционных кольцах без учета потерь давления в общих участках;

- в стояках однотрубных систем отопления с нижней разводкой подающей и верхней разводкой обратной магистрали – не менее 300 Па на каждый метр высоты стояка;

- в циркуляционных кольцах через верхние приборы (ветки) двухтрубных вертикальных систем, а также через приборы однотрубных горизонтальных систем – не менее естественного давления в них при расчетных параметрах теплоносителя.

Если минимально необходимая потеря давления на стояках и в кольцах оказалась ниже, чем требуемая согласно п. 6.2.7, то за минимально необходимую величину принимается большая.

6.15 После определения минимально необходимой потери давления в системе $\Delta P_{\text{необх}}$, Па, рассчитываются необходимые затраты электроэнергии $N_{\text{необх}}$, кВт, и коэффициент энергетической эффективности системы с точки зрения потребления электроэнергии $\eta_{\text{эл}}$, %.

Сопоставив коэффициент $\eta_{эл}$ с данными из таблицы 1, можно определить класс энергетической эффективности системы с точки зрения потребления электроэнергии.

Таблица 1 – Классификация систем отопления по энергетической эффективности с точки зрения потребления электрической энергии

Класс энергетической эффективности системы с точки зрения потребления электрической энергии	Значение $\eta_{эл}$, %
A	> 70 %
B	70…60 %
C	60…50 %
D	50…40 %
E	> 40 %

Проектирования систем с классом энергетической эффективности системы с точки зрения потребления электрической энергии D и E не рекомендуется.

7 Особенности оценки энергетической эффективности систем внутреннего теплоснабжения для нужд систем вентиляции для жилых и общественных зданий

7.1 Настоящим пособием рекомендуется определять экономическую эффективность конструкции системы теплоснабжения вентиляции с помощью оценки величины дополнительных затрат тепловой и электрической энергии.

7.2 Дополнительными затраты тепловой энергии $Q_{доп}$, Вт, являются затраты на транспортировку теплоносителя от источника теплоты к потребителю (воздухонагревателю).

7.3 Теплоотдача от труб $Q_{тр}$, Вт, определяется как сумма теплоотдачи всех труб различного диаметра, проложенных помещениях, по формуле:

$$Q_{тр} = \sum_{i} q_{i.тр} l_{i.mp}, \tag{7.1}$$

где $q_{i.тр}$ – удельная теплоотдача от горизонтальных или вертикальных участков труб, Вт/м;

$l_{i.тр}$ – длина горизонтальных или вертикальных участков труб, м.

Удельная теплоотдача от открыто проложенных труб может определяться расчетом, либо по таблицам в приложении Г.

Теплоотдача труб, проложенных в теплоизоляции, определяется расчетом, предложенным фирмой – производителем теплоизоляции, при этом температуру воздуха в помещении следует принимать:

- в неотапливаемом подвале и на чердаке на основании расчета теплового баланса, или ориентировочно равной 5 °С;

- в отапливаемом помещении по расчетной температуре воздуха в помещении;

- для теплопроводов, проложенных вдоль наружных ограждений в непосредственной близости от наружных дверей или ворот, предназначенных для постоянного прохода людей или техники, – на 15 °С ниже расчетной температуры

внутреннего воздуха;

- для теплопроводов, проложенных вдоль наружных ограждений в непосредственной близости от наружных дверей или ворот, предназначенных для эвакуации, или открываемых менее чем на 10 % от общего времени пользования в сутках, – по расчетной температуре воздуха в помещении.

Если теплоизолированные трубы прокладываются скрыто, то при определении экономической эффективности системы теплопотери от них допускается не учитывать.

7.4 Тепловую энергетическую эффективность системы можно оценить с точки зрения коэффициента $\eta_{\text{тепл}}$, %, величина которого не должна быть менее 90%:

$$\eta_{\text{тепл}} = 100 \frac{Q_{\text{тс.в}}}{Q_{\text{тс.в}} + Q_{\text{тр}}} \geq 90\%, \tag{7.2}$$

где $Q_{\text{тс.в}}$ – тепловые потребности здания на вентиляцию, Вт.

Если данное условие не выполняется, то условие энергетической эффективности не выполняется, то следует дополнительно утеплить трубы, или изменить место прокладки труб.

Тогда можно определить коэффициент $\beta_{\text{тс.в}}$ для системы теплоснабжения вентиляции:

$$\beta_{\text{тс.в}} = (\beta_{\text{тс.в,А}} + \beta_{\text{тс.в,Б}}) = \frac{Q_{\text{тс.в}}^{\text{потр}} + Q_{\text{тр}}}{Q_{\text{тс.в}}^{\text{потр}}}. \tag{7.3}$$

7.5 Поскольку потребление электроэнергии циркуляционными, смесительными и циркуляционно-смесительными насосами на прямую связано с гидравлическими потерями давления в системе теплоснабжения, то энергетическую эффективность с точки зрения потребления электроэнергии следует оценивать коэффициентом $\eta_{\text{эл}}$, %:

$$\eta_{\text{эл}} = 100 \frac{N_{\text{необх}}}{\sum N_{\text{потр}}}, \tag{7.4}$$

где $N_{\text{необх}}$ – минимально необходимые затраты электроэнергии для качественной работы системы теплоснабжения, кВт;

$\Sigma N_{потр}$ – суммарная мощность, потребляемая смесительным, циркуляционным или смесительно-циркуляционным насосами системы теплоснабжения вентиляционных установок, кВт (определяется согласно проектной документации).

7.6 Необходимые затраты электроэнергии $N_{необх}$, кВт, определяются в зависимости от схемы подключения системы внутреннего теплоснабжения вентиляционных установок к источнику теплоты [7]. Применяющиеся рациональные схемы приведены на рисунке 7.1.

7.7 Для систем с зависимым присоединение к тепловой сети $N_{необх}$, кВт, для каждого узла обвязки определяется по формуле:

$$N_{необх} = 1,1 G_{тс.в} u \Delta P_{необх} \cdot 10^{-3}; \quad (7.5)$$

где $G_{тс.в}$ – расход теплоносителя, подаваемого в воздухонагреватель, м^3/с;

$\Delta P_{необх}$ – минимально необходимая потеря давления в контуре системы теплоснабжения вентиляции, кПа;

u – коэффициент смешения, определяемый по формуле:

$$u = \frac{\tau_1 - \tau_{в1}}{\tau_{в1} - \tau_2}, \quad (7.6)$$

где τ_1 – температура теплоносителя в подающем теплопроводе тепловой сети при расчетной температуре наружного воздуха для проектирования отопления, °С;

$\tau_{в1}$, τ_2 – расчетная температура теплоносителя на входе и выходе из воздухоаодогревателя, °С.

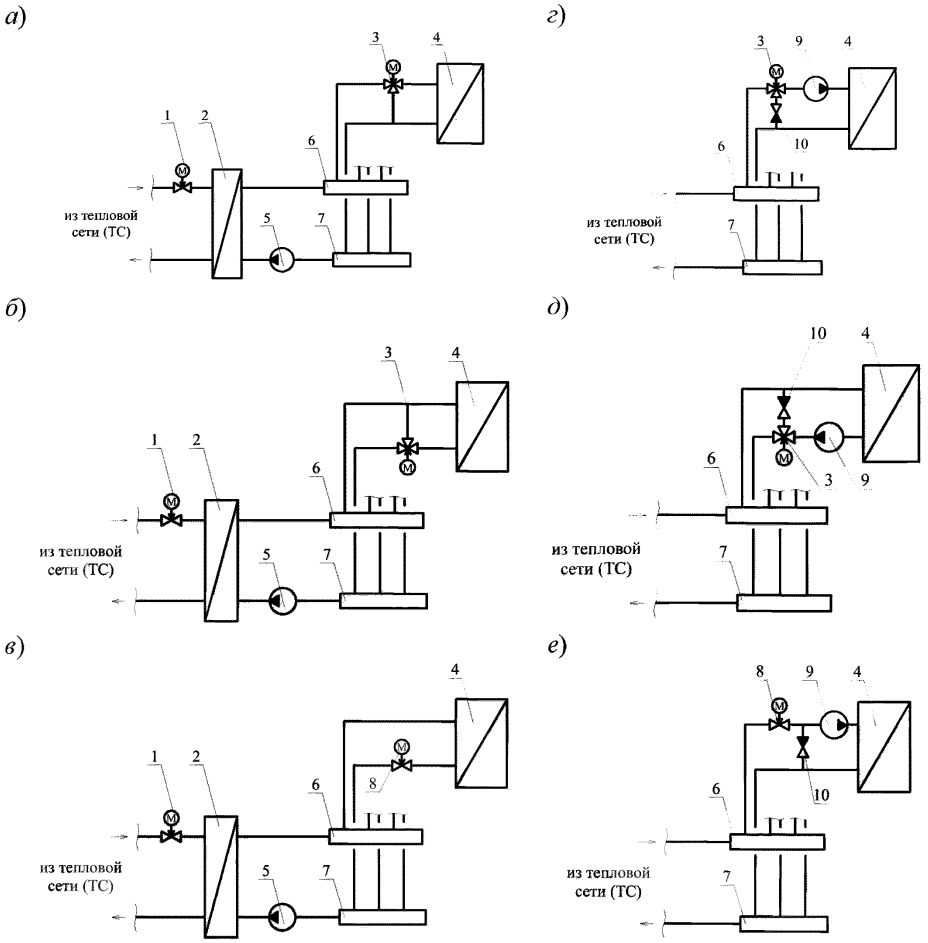


Рисунок 7.1 – Схемы подлкючения системы внутреннего теплоснабжения вентиляционных установок к тепловой сети:

а, *б*, *в* – при независимом присоеднинении; *г*, *д*, *е* – при зависимом присоединении; *1* – внешний регулирующий клапан системы теплоснабжения вентиляции; *2* – теплообменник системы теплоснабжения вентиляции; *3* – трехходовой регулирующий клапан воздухонагревателя; *4* – воздухонагреватель; *5* – циркуляционный насос системы теплоснабжения вентиляции; *6* и *7* – распределительный и сброный коллектор системы теплоснабжения вентиляции (могут отсутствовать); *8* – двухходовой регулирующий клапан воздухонагревателя; *9* – смесительно-циркуляционный насос узла обвязки воздухонагревателя; *10* – обратный клапан

7.8 Для систем с независимым присоединение к тепловой сети оценка электропотребления ведется для основного циркуляционного насоса, а $N_{\text{необх}}$, кВт, определяется по формуле:

$$N_{\text{необх}} = 1{,}1 \sum G_{\text{тс.в}} \Delta P_{\text{необх}} \cdot 10^{-6}. \quad (7.7)$$

Здесь $\Sigma G_{\text{тс.в}}$ – суммарный расход теплоносителя, подаваемого в систему теплоснабжения вентиляционных установок, кг/с.

7.9 Необходимая потеря давления $\Delta P_{\text{необх}}$, Па, определяются по формуле:

$$\Delta P_{\text{необх}} = \Delta P^{\text{тр}}_{\text{необх}} + \Delta P^{\text{рег}}_{\text{необх}}, \quad (7.8)$$

где $\Delta P^{\text{тр}}_{\text{необх}}$ – минимально необходимая потеря давления, связанная с ограничением нижней границы скорости теплоносителя, для эффективного воздухоудаления, Па;

$\Delta P^{\text{рег}}_{\text{необх}}$ – минимально необходимая потеря давления на регуляторе, необходимая для обеспечения пропорционального количественного индивидуального регулирования отпуска теплоты воздухонагревателю, Па.

7.10 Минимально необходимая потеря давления в трубах системы $\Delta P^{\text{тр}}_{\text{необх}}$, Па, определяется при условии, что диаметр труб и арматуры выбраны как ближайший меньший по сортаменту из условия обеспечения минимально допустимой скорости теплоносителя. Диаметр трубных участков $d_{\text{необх}}$, мм, исходя из данного условия, следует выбирать по формуле:

$$d_{\text{необх}} \le d_{\text{возд}} = \sqrt{\frac{4G_{\text{уч}}}{3600\pi v_{\text{мин}}\rho}} = 18{,}81\sqrt{\frac{G_{\text{уч}}}{v_{\text{мин}}\rho}}, \quad (7.9)$$

где $G_{\text{уч}}$ – расход теплоносителя на участке, кг/ч;

ρ – плотность воды, при расчетной температуре на участке, кг/м^3;

$v_{\text{мин}}$ – минимально необходимая скорость на участке, для обеспечения эффективного воздухоудаления, для систем теплоснабжения вентиляции принимаемая равной 0,2 м/с.

После выбора диаметра трубных участков, определяется потеря давления по длине и потеря давления на местных сопротивлениях (включая потею давления в

самом воздухонагревателе), принимая калибр арматуры и других местных сопротивлений согласно $d_{\text{необх}}$, а потеря давления на регулирующих устройствах не учитывается.

Минимально необходимая потеря давления в трубах системы $\Delta P^{\text{тр}}_{\text{необх}}$, Па, определяется как сумма потерь давления по длине $\Delta P^{\text{тр}}_{\text{дл}}$ и на местных сопротивлениях $\Delta P^{\text{тр}}_{\text{м.с}}$ всех участков:

$$\Delta P^{\text{тр}}_{\text{необх}} = \sum\left(\Delta P^{\text{тр}}_{\text{дл}} + \Delta P^{\text{тр}}_{\text{м.с}}\right). \quad (7.10)$$

7.11 Необходимая потеря давления в регуляторах зависит от конструкции системы. Поскольку подавляющее количество регуляторов для узлов смешения (двухходовые и трехходовые) обладают линейной характеристикой регулирования, то необходимо создавать в них значительную потерю давления. Таким образом, минимально необходимая потеря давления на индивидуальном регуляторе зависит от потери давления в трубных участках системы $\Delta P_{\text{рег.уч}}$, Па:

$$\Delta P^{\text{рег}}_{\text{необх}} = 2,4\Delta P_{\text{рег.уч}}. \quad (7.11)$$

Регулируемым участком является весь контур для отдельной установки (при зависимом присоединении) или весь общий контур теплоснабжения всех вентиляционных установок (при независимом подключении).

7.12 После определения минимально необходимая потеря давления в системе $\Delta P_{\text{необх}}$, Па, рассчитываются необходимые затраты электроэнергии $N_{\text{необх}}$, кВт, и коэффициент энергетической эффективности системы с точки зрения потребления электроэнергии $\eta_{\text{эл}}$, %.

Сопоставив коэффициент $\eta_{\text{эл}}$ с данными из таблицы 2, можно определить класс энергетической эффективности системы с точки зрения потребления электроэнергии.

Таблица 2 – Классификация систем отопления по энергетической эффективности с точки зрения потребления электрической энергии

Класс энергетической эффективности системы с точки зрения потребления электрической энергии	Значение $\eta_{эл}$, %
A	> 70 %
B	70…60 %
C	60…50 %
D	50…40 %
E	> 40 %

Проектирование систем с классом энергетической эффективности системы с точки зрения потребления электрической энергии D и E не рекомендуется.

Приложение А

ПРИМЕРЫ ПО ОПРЕДЕЛЕНИЮ ЭНЕРГЕТИЧЕСКОЙ ЭФФЕКТИВНОСТИ ЦЕНТРАЛЬНОЙ СИСТЕМЫ ВОДЯНОГО ОТОПЛЕНИЯ

Пример 1

А.1.1 Исходные данные:

Обслуживаемое здание – 8-этажный жилой многоквартирный дом с неотапливаемым подвалом и чердаком. Проектом предусмотрена насосная водяная однотрубная система отопления с осевыми замыкающими участками с верхней разводкой и попутным движением теплоносителя. Система подключена к центральной сети теплоснабжения по зависимой схеме с установкой смесительного насоса на перемычке между подающим и обратным теплопроводом системы отопления.

Температурный график системы отопления – 105/70 °С, а городской тепловой сети 130/70 °С.

Часть подающей магистрали проходит в подвале здания, а затем главный стояк поднимается на чердак, для распределения теплоносителя по стоякам системы. Обратная магистраль прокладывается по подвалу здания.

Магистрали, стояки и подводки выполнены из водогазопроводной трубы по ГОСТ 3262-75* условным диаметром от Ду65 до Ду15.

В качестве регуляторов у отопительных приборов к установке приняты термостатические клапаны с линейной расходной характеристикой регулирования, а в качестве отопительных приборов установлены секционные биметаллические радиаторы. Отопительные приборы установлены под окнами на наружной стене здания.

Согласно проектной документации потеря давления в контуре системы отопления составляет:

- в теплопроводах теплового пункта: 1 м вод. ст;

- в системе отопления вне теплового пункта: 3,8 м вод. ст.

Расчетная тепловая мощность системы, согласно проектной документации, составляет 225 084 Вт. Мощность электрического насоса в рабочей точке составляет 0,088 кВт, а расход теплоносителя, циркулирующего в системе – 5 529 кг/ч

Принципиальная схема системы отопления приведена на рисунке П.1.

А.1.2 Определение тепловой энергетической эффективности:

Поскольку трубы подающей и обратной магистрали прокладываются в неотапливаемых помещениях (подвал и чердак), то теплоотдача от них будет бесполезной с точки зрения поддержания микроклимата здания. Согласно проектной документации, трубы прокладываются в тепловой изоляции из вспененного каучука. В таблицу П.1 сведены результаты расчета теплоотдачи от труб по различному диаметру труб согласно данным, предоставленным изготовителем теплоизоляции. Температуру в подвале и на чердаке в расчетных условиях принимаем 5 °С.

Таблица П.1 – Определение теплоотдачи от труб, проложенных в неотапливаемых помещениях

№ п/п	Наружный диаметр трубы, мм	Расчетная температура теплоносителя, °С	Толщина слоя теплоизоляции, мм	Ориентация трубы	Удельная теплоотдача, Вт/м	Длина, м	Теплоотдача, Вт
1	2	3	4	5	6	7	8
1	76	105	25	гориз.	46,6	17	792
2	76	105	25	верт.	47,0	25,5	1199
3	76	70	25	гориз.	29,3	4,3	126
4	48	105	25	гориз.	33,3	16,2	539
5	48	70	25	гориз.	20,8	42,2	878
6	42,3	105	19	гориз.	36,0	11,2	403
7	42,3	70	19	гориз.	22,4	48	1075
8	33,5	105	19	гориз.	30,6	39,6	1212
9	33,5	70	19	гориз.	19,1	44,4	848
10	26,8	105	13	гориз.	32,3	48,4	1563
11	26,8	70	13	гориз.	20,1	18	362
						Σ =	8897

Поскольку отопительные приборы устанавливаются под окнами у наружной стены, дополнительные тепловые потери зарадиаторными участками наружных ограждений будут равны:

$$Q_{зар} = \beta_1 Q_{с.о} = 0{,}02 \cdot 225\,084 = 4\,502 \text{ Вт}. \quad (А.1)$$

В качестве регуляторов у отопительных приборов к установке приняты термостатические клапаны с термостатической головкой. Поэтому избыточные затраты теплоты, возникающие вследствие определенного номенклатурного шага производимых отопительных приборов, не учитываются при расчете тепловой экономической эффективности системы.

Общие дополнительные тепловые потери в системе составят:

$$Q_{доп} = Q_{тр} + Q_{зар} + Q_{изб.оп} = 8\,897 + 4\,502 + 0 = 13\,417 \text{ Вт}. \quad (А.2)$$

Коэффициент энергетической эффективности с точки зрения тепловой энергии составит:

$$\eta_{тепл} = 100\frac{Q_{о}^{потр}}{Q_{о}^{потр} + Q_{доп}} = 100\frac{225084}{225084 + 13417} = 94{,}4\,\% \geq 93\,\%. \quad (А.3)$$

Требование п. 6.2.8 СП 60.13330.2016 выполняется.

Тогда можно определить коэффициент $\beta_о$ для системы отопления:

$$\beta_о = (\beta_{о,А} + \beta_{о,Б}) = \frac{Q_{о}^{потр} + Q_{доп}}{Q_{о}^{потр}} = \frac{225084 + 13417}{225084} = 1{,}06. \quad (А.4)$$

А.1.3 Определение электрической энергетической эффективности

За основное циркуляционное кольцо (ОЦК) системы выбираем такое гидравлическое кольцо, в котором отношение потери давления к длине кольца будет наименьшим. При попутном движении теплоносителя, для однотрубной системы отопления ОЦК, как правило, проходит от теплового пункта, до центрального наиболее нагруженного стояка. Для данной системы ОЦК проходит через стояк номер 22 по участкам 1-29. Для оценки энергетической эффективности в однотрубной системе с замыкающими участками ОЦК проходит через отопительные приборы в обход замыкающим участкам,

Согласно схеме системы и проектной документации определяется расход теплоносителя на каждом участке, и данные заносятся в столбец 2 таблицы П.2.

Диаметр трубных участков $d_{\text{необх}}$, мм, исходя из условия обеспечения минимально допустимой скорости теплоносителя, выбираем по формуле:

$$d_{\text{возд}} = \sqrt{\frac{4G_{\text{уч}}}{3600\pi v_{\text{мин}}\rho}} = 18{,}81\sqrt{\frac{G_{\text{уч}}}{v_{\text{мин}}\rho}}, \qquad \text{(А.5)}$$

где

$G_{\text{уч}}$ – расход теплоносителя на участке, кг/ч;

ρ – плотность воды, при расчетной температуре на участке, кг/м^3;

$v_{\text{мин}}$ – минимально необходимая скорость на участке, для обеспечения эффективного воздухоудаления:

а) 0,2 м/с в вертикальных трубах;

б) 0,1 м/с в горизонтальных трубах, при соблюдении уклона не менее 0,002 от точки воздухоудаления.

Результаты расчета минимально-необходимого диаметра на участке заносятся в столбец 7 таблицы П.2.

Необходимый диаметр труб и арматуры выбирается как ближайший меньший по сортаменту из условия обеспечения минимально допустимой скорости теплоносителя, а результаты выбора заносятся в столбец 8 таблицы П.2.

Удельная потеря давления по длине и в местных сопротивлениях, при выбранном диаметре трубных участков определяется по справочным данным фирм-производителей, либо согласно Приложению Б настоящего пособия.

Результаты расчета минимально необходимой потери давления в трубах системы $\Delta P^{\text{тр}}_{\text{необх}}$, Па, сведены в таблицу П.2.

Согласно проектной документации в системе отопления в качестве регуляторов предусмотрены **только индивидуальные регуляторы у отопительных приборов**. Система отопления является однотрубной, а этажность

здания превышает 7 этажей. Следовательно, необходимая потеря на каждом из ТСК должна быть не менее 3 кПа.

Общая потеря давления на регуляторах ОЦК составит:

$$\Delta P_{\text{необх}}^{\text{рег}} = \Delta P_{\text{и.рег}} = 3000N = 3000 \cdot 8 = 24000 \text{ Па}. \quad (A.6)$$

где

N – количество отопительных приборов на стояке (число этажей), шт.

Необходимая потеря давления $\Delta P_{\text{необх}}$, Па, составит:

$$\Delta P_{\text{необх}} = \Delta P_{\text{необх}}^{\text{тр}} + \Delta P_{\text{необх}}^{\text{рег}} = 3\,051 + 24\,000 = 27\,051 \text{ Па}. \quad (A.7)$$

Поскольку система отопления подключена по зависимой схеме с использованием смесительного насоса, то необходимые затраты электроэнергии $N_{\text{необх}}$, кВт, определяются по формуле:

$$N_{\text{необх}} = 1{,}1 G_{\text{с.о}} u \left(\Delta P_{\text{необх}} + 3\rho g\right) \cdot 10^{-3} = 1{,}1 \cdot 1{,}54 \cdot 0{,}714 \left(27\,051 + 3 \cdot 977{,}8 \cdot 9{,}81\right) \cdot 10^{-6} = 0{,}068 \text{ кВт}, \quad (A.8)$$

где u – коэффициент смешения, определяемый по формуле:

$$u = \frac{\tau_1 - \tau_{\text{о1}}}{\tau_{\text{о1}} - \tau_2} = \frac{130 - 105}{105 - 70} = 0{,}714, \quad (A.9)$$

где τ_1 – температура теплоносителя в подающем теплопроводе тепловой сети при расчетной температуре наружного воздуха для проектирования отопления, °С;

$\tau_{\text{о1}}$, τ_2 – температура теплоносителя в подающем и обратном теплопроводах системы отопления при расчетной температуре наружного воздуха для проектирования отопления, °С.

Таким образом, коэффициент энергетическую эффективность с точки зрения потребления электроэнергии равен:

$$\eta_{\text{эл}} = 100 \frac{N_{\text{необх}}}{N_{\text{потр}}} = 100 \frac{0{,}068}{0{,}088} = 77{,}3\,\%. \quad (A.10)$$

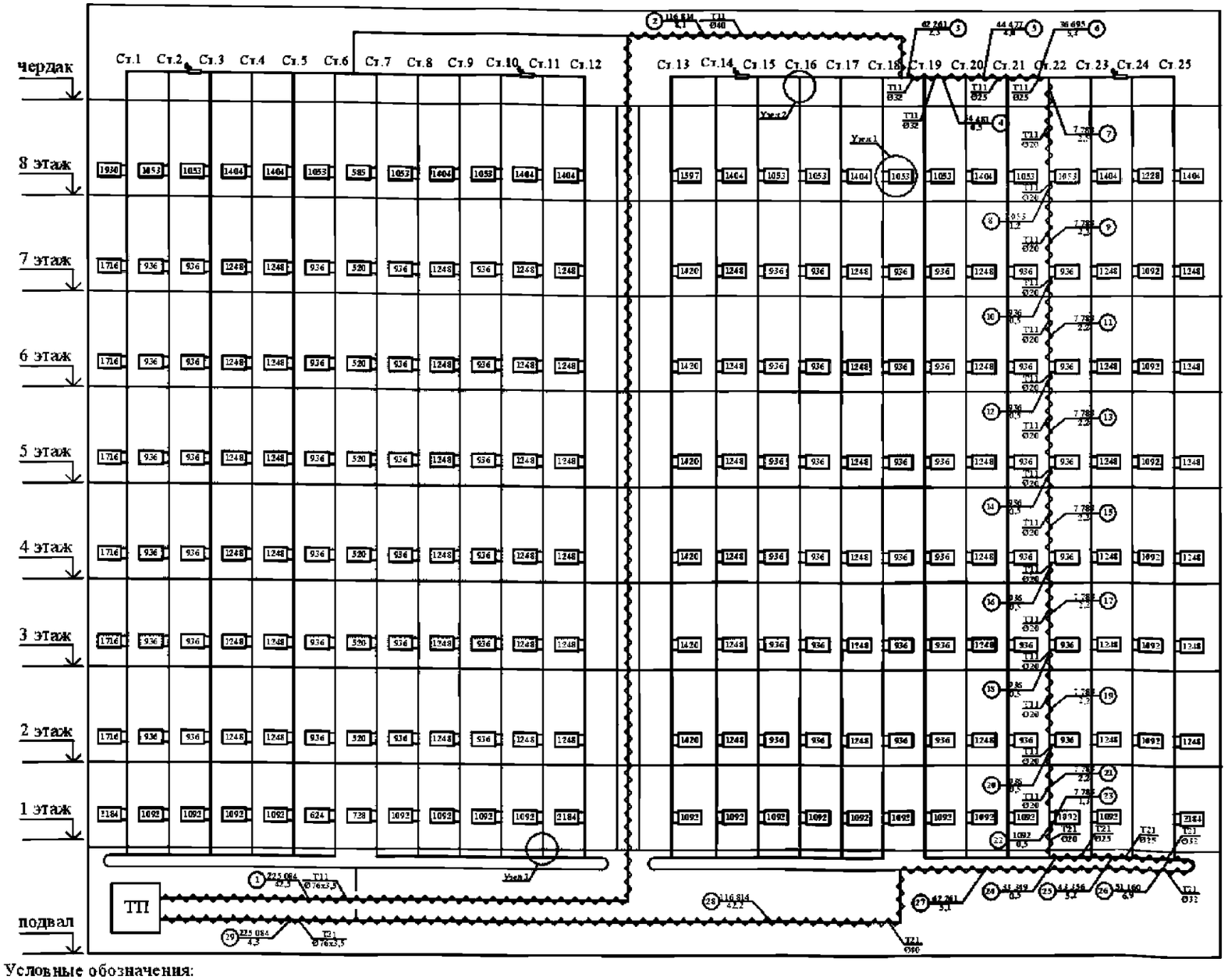
Таким образом, данная система отопления относится к классу энергетической эффективности А.

Таблица П.2 – Определение минимально необходимой потери давления в теплопроводах

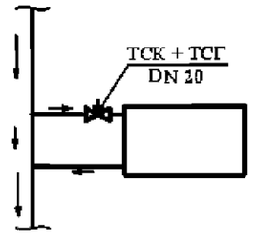
№ уч.	Расход теплоноси-теля, кг/ч	Длина уч., м	Ориен-тация	Необх. скорость, м/с	Расчетный диаметр $d_{возд}$, мм,	Условный диаметр трубных участков $d_{необх}$, мм,	Удельная потеря давления по длине R, Па/м	Потеря давления в местных сопротив-лениях Z, Па	Потеря давления на участке, Па
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
1	5 529	42,5	Г/В	0,2	101	80	15,4	467	1 122
2	2 870	8,1	Г	0,1	103	80	4,4	95	131
3	1 529	2,3	Г	0,1	75	65	3,2	6	13
4	1 338	0,5	Г	0,1	70	65	2,5	5	6
5	1 093	4	Г	0,1	64	50	5,7	8	31
6	901,4	5,4	Г	0,1	58	50	4,0	7	28
7	191,2	2,5	В	0,2	19	15	42,7	75	182
8	38,2	1,2	В	0,2	8	10	14,0	27	44
9	191,2	2,2	В	0,2	19	15	42,7	0	94
10	38,24	1,2	В	0,2	8	10	14,0	27	44
11	191,2	2,2	В	0,2	19	15	42,7	0	94
12	38,2	1,2	В	0,2	8	10	14,0	27	44
13	191,2	2,2	В	0,2	19	15	42,7	0	94
14	38,2	1,2	В	0,2	8	10	14,0	27	44
15	191,2	2,2	В	0,2	19	15	42,7	0	94
16	38,2	1,2	В	0,2	8	10	14,0	27	44
17	191,2	2,2	В	0,2	19	15	42,7	0	94
18	38,2	1,2	В	0,2	8	10	14,0	27	44
19	191,2	2,2	В	0,2	19	15	42,7	0	94
20	38,2	1,2	В	0,2	8	10	14,0	27	44

Продолжение таблицы П.2

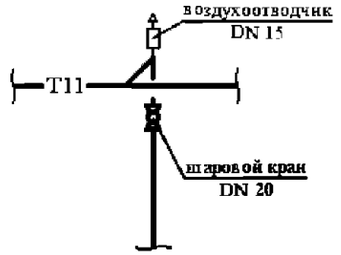
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
21	191,2	2,2	В	0,2	19	15	42,7	0	94
22	38,2	1,2	В	0,2	8	10	14,0	27	44
23	191,2	1,3	В	0,2	19	15	42,7	24	80
24	819,2	0,5	Г	0,1	55	50	3,3	5	7
25	1 065	5,2	Г	0,1	63	50	5,5	9	37
26	1 257	6,9	Г	0,1	68	65	2,2	4	19
27	1 529	5,1	Г	0,1	75	65	3,2	6	23
28	2 870	42,2	Г	0,1	103	80	4,4	84	268
29	5 529	4,3	Г	0,1	143	125	1,3	87	93
								$\Delta P^{тр}_{необх}$ =	3 051



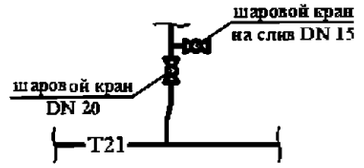
Узел 1



Узел 2



Узел 3



Принципиальная схема присоединения СО к ТС

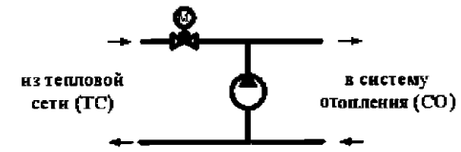


Рисунок П.1 – Схема системы отопления к примеру 1

Пример 2

А.2.1 Исходные данные:

Обслуживаемое здание – 5-этажное здание поликлиники с неотапливаемым подвалом и без чердака. Проектом предусмотрена насосная водяная двухтрубная система отопления с нижней разводкой и попутным движением теплоносителя. Система подключена к центральной сети теплоснабжения по независимой схеме, через пластинчатый теплообменник.

Температурный график системы отопления – 80/60 °С, а городской тепловой сети 130/70 °С.

Подающая и обратная магистрали проходят в подвале здания.

Магистрали, стояки и подводки выполнены из полипропиленовых труб размером от DN63 до DN20, армированных стекловолокном (PN25).

В качестве регуляторов у отопительных приборов к установке приняты термостатические клапаны с логарифмическо-линейной характеристикой, а в качестве узловых регуляторов на стояках установлены автоматические регуляторы перепада давления. К установке приняты стальные панельные радиаторы. Отопительные приборы установлены под окнами на наружной стене здания.

Согласно проектной документации потеря давления в контуре системы отопления составляет:

- в теплопроводах теплового пункта и теплообменнике: 1,5 м вод. ст.;

- в теплопроводах системы отопления вне теплового пункта: 3,9 м вод. ст.

Расчетная тепловая мощность системы, согласно проектной документации, составляет 162 514 кВт.

Мощность электрического насоса в рабочей точке составляет 0,219 кВт, а расход теплоносителя, циркулирующего в системе – 6 973 кг/ч. К установке принят насос с частотным регулированием, обеспечивающий постоянный перепад давления

в системе.

Принципиальная схема системы отопления приведена на рисунке П.2.

А.2.2 Определение тепловой энергетической эффективности

Поскольку трубы подающей и обратной магистрали прокладываются в неотапливаемом подвале, то теплоотдача от них будет бесполезной с точки зрения поддержания микроклимата здания. Согласно проектной документации трубы прокладываются в тепловой изоляции из вспененного каучука. В таблицу П.2 сведены результаты расчета теплоотдачи от труб по различному диаметру труб, согласно данным, предоставленными изготовителем теплоизоляции. Температуру в подвале и на чердаке в расчетных условиях принимаем 5 °С.

Таблица П.3 – Определение теплоотдачи от труб, проложенных в неотапливаемых помещениях

№ п/п	Наружный диаметр трубы, мм	Расчетная температура теплоносителя, °С	Толщина слоя теплоизоляции, мм	Ориентация трубы	Удельная теплоотдача, Вт/м	Длина, м	Теплоотдача, Вт
1	2	3	4	5	6	7	8
1	90	80	25	гориз.	38,2	5,1	195
2	90	60	25	гориз.	27,3	5,4	147
3	63	80	25	гориз.	29,1	48,4	1408
4	63	60	25	гориз.	20,8	36,4	757
5	50	80	25	гориз.	24,6	11,2	276
6	50	60	25	гориз.	17,6	11,2	197
7	40	80	19	гориз.	24,9	11,2	279
8	40	60	19	гориз.	17,8	11,2	199
9	32	80	13	гориз.	26,3	11,6	305
10	32	60	13	гориз.	18,8	10,0	188
11	25	80	13	гориз.	22,1	6,4	141
12	25	60	13	гориз.	15,8	4,6	73
13	20	80	13	гориз.	19,0	10,8	205
14	20	60	13	гориз.	13,6	5,6	76
						Σ =	4 446

Поскольку отопительные приборы устанавливаются под окнами у наружной стены, дополнительные тепловые потери зарадиаторными участками наружных ограждений будут равны:

$$Q_{зар} = \beta_1 Q_{с.о} = 0{,}04 \cdot 162\,514 = 6\,501 \text{ Вт}. \qquad (А.11)$$

В качестве регуляторов у отопительных приборов к установке приняты

термостатические клапаны с термостатической головкой. Поэтому избыточные затраты теплоты, возникающие вследствие определенного номенклатурного шага производимых отопительных приборов, не учитываются при расчете тепловой экономической эффективности системы.

Общие дополнительные тепловые потери в системе составят:

$$Q_{доп} = Q_{тр} + Q_{зар} + Q_{изб.оп} = 4\,446 + 6\,501 + 0 = 10\,947 \text{ Вт}. \quad (А.12)$$

Коэффициент энергетической эффективности с точки зрения тепловой энергии составит:

$$\eta_{тепл} = 100\frac{Q_o^{потр}}{Q_o^{потр} + Q_{доп}} = 100\frac{162\,514}{162\,514 + 10\,947} = 93,7\% \geq 93\,\%. \quad (А.13)$$

Требование выполняется.

Тогда можно определить коэффициент β_o для системы отопления:

$$\beta_o = (\beta_{o,А} + \beta_{o,Б}) = \frac{Q_o^{потр} + Q_{доп}}{Q_o^{потр}} = \frac{162\,514 + 10\,947}{162\,514} = 1,067. \quad (А.14)$$

А.2.3 Определение электрической энергетической эффективности

За основное циркуляционное кольцо (ОЦК) системы выбираем такое гидравлическое кольцо, в котором отношение потери давления к длине кольца будет наименьшим. При попутном движении теплоносителя, для двухтрубной системы отопления ОЦК, как правило, проходит от теплового пункта, до центрального наиболее нагруженного стояка, через прибор верхнего этажа. Для данной системы ОЦК проходит через стояк номер 5 по участкам 1-15.

Согласно схеме системы и проектной документации определяется расход теплоносителя на каждом участке, и данные заносятся в столбец 2 таблицы П.4.

Диаметр трубных участков $d_{необх}$, мм, исходя из условия обеспечения минимально допустимой скорости теплоносителя, выбираем по формуле:

$$d_{возд} = \sqrt{\frac{4G_{уч}}{3600\pi v_{мин}\rho}} = 18,81\sqrt{\frac{G_{уч}}{v_{мин}\rho}}, \quad (А.15)$$

где $G_{уч}$ – расход теплоносителя на участке, кг/ч;

ρ – плотность воды, при расчетной температуре на участке, кг/м^3;

$v_{мин}$ – минимально необходимая скорость на участке, для обеспечения эффективного воздухоудаления:

- 0,2 м/с в вертикальных трубах;

- 0,1 м/с в горизонтальных трубах, при соблюдении уклона не менее 0,002 от точки воздухоудаления.

Результаты расчета минимально-необходимого диаметра на участке заносятся в столбец 7 таблицы П.4.

Необходимый диаметр труб и арматуры выбирается как ближайший меньший по сортаменту из условия обеспечения минимально допустимой скорости теплоносителя, а результаты выбора заносятся в столбец 8 таблицы П.4.

Удельная потеря давления по длине и в местных сопротивлениях, при выбранном диаметре трубных участков определяется по справочным данным фирм-производителей, либо согласно Приложению Б настоящего пособия.

Результаты расчета минимально необходимой потери давления в трубах системы $\Delta P^{тр}_{необх}$, Па, сведены в таблицу П.4.

Согласно проектной документации в системе отопления в качестве регуляторов предусмотрены **индивидуальные регуляторы у отопительных приборов и АРПД на стояках системы**. Кроме того, к установке принят насос с частотным регулированием, обеспечивающий постоянный перепад давления.

В первую очередь проверяем необходимость установки АРПД в данной системе отопления, т.е. должно выполняться условие:

$$\Delta P^{макс}_{и.рег} > \Delta P^{шум}_{и.рег}, \qquad (А.16)$$

где $\Delta P^{шум}_{и.рег}$ – перепад давления на клапане, при котором появляется вероятность образования шума, согласно каталогу фирмы-производителя – 20 000 Па;

$\Delta P^{макс}_{и.рег}$ – максимальный перепад давления, который может наблюдаться на рассматриваемом индивидуальном регуляторе в системе, Па.

Перепад давления $\Delta P_{\text{и.рег}}^{\text{макс}}$ для оценки энергетической эффективности при использовании насосов, поддерживающих постоянный перепад давления, определяется по формуле:

$$\Delta P_{\text{и.рег}}^{\text{макс}} = \Delta P_{\text{рег.уч}} \left(\frac{1}{1-a} - \left(\frac{G_{\text{и.рег}}}{G_{\text{со}}} \right)^{1,85} \right) = 13\,466 \left(\frac{1}{1-0,3} - \left(\frac{41,7}{6\,972} \right)^{1,85} \right) = 19\,238 \text{ Па}. \quad (А.17)$$

где a – необходимый авторитет индивидуального регулятора (для ТСК с логарифмическо-линейной расходной характеристикой принимается равным 0,3);

$\Delta P_{\text{рег.уч}}$ – потеря давления на регулируемом участке (потеря давления в ОЦК, согласно таблице П.4), Па;

$G_{\text{и.рег}}$ – расход теплоносителя, протекающего через расчетный отопительный прибор, в расчетном режиме, кг/ч;

$G_{\text{со}}$ – расход теплоносителя циркулирующего в системе, кг/ч.

$$\Delta P_{\text{и.рег}}^{\text{макс}} > \Delta P_{\text{и.рег}}^{\text{шум}} \rightarrow 19\,238 < 20\,000 - \text{условие не выполняется}. \quad (А.18)$$

Следовательно, в установке АРПД нет необходимости.

Тогда суммарная необходимая потеря давления в регуляторах двухтрубной системы определяется по формуле:

$$\Delta P_{\text{необх}}^{\text{рег}} = \Delta P_{\text{и.рег}} = \frac{a}{1-a} \Delta P_{\text{рег.уч}} = \frac{0,3}{1-0,3} 13\,466 = 5\,771 \text{ Па}. \quad (А.19)$$

Проверим влияние естественного циркуляционного давления на систему отопления. Естественное циркуляционное давление через верхний прибор системы определяется по формуле:

$$\Delta P_{\text{е}} = (\rho_{\text{о}} - \rho_{\text{г}})\, gh = (983,2 - 971,8) 9,81 \cdot 12 = 1\,342 \text{ Па}. \quad (А.20)$$

Здесь $\rho_{\text{о}}$, $\rho_{\text{г}}$ – плотность охлажденного и горячего теплоносителя соответственно, кг/м^3;

g – ускорение свободного падения, м/с^2;

h – разница высот между центрами охлаждения самого верхнего прибора

стояка и самого нижнего, м.

Для исключения разрегулиоровчного естественного циркуляционного давления на систему, величина естественного циркуляционного давления в малых циркуляционных кольцах должна быть не более 10% от потери давления на индивидальноом регуляторе. Тогда необходимая потеря давления на регуляторе составит:

$$\Delta P_{\text{и.рег}} > 10\Delta P_{\text{е}} = 5\,771 < 13\,420. \qquad \text{(А.21)}$$

Условие не выполняется.

Таким образом, необходимая потеря давления в системе $\Delta P_{\text{необх}}$, Па, составит:

$$\Delta P_{\text{необх}} = \Delta P^{\text{тр}}_{\text{необх}} + \Delta P^{\text{рег}}_{\text{необх}} = 2\,466 + 13\,420 = 15\,886 \text{ Па}. \qquad \text{(А.22)}$$

Поскольку система отопления подключена по независимой схеме с использованием циркуляционного насоса, то необходимые затраты электроэнергии $N_{\text{необх}}$, кВт, определяются по формуле:

$$N_{\text{необх}} = 1,1 G_{\text{с.о}} \Delta P_{\text{необх}} \cdot 10^{-6} = 1,1 \cdot 1,94 \cdot 15\,886 \cdot 10^{-6} = 0,034 \text{ кВт}. \qquad \text{(А.23)}$$

Коэффициент энергетической эффективности с точки зрения потребления электроэнергии равен:

$$\eta_{\text{эл}} = 100 \frac{N_{\text{необх}}}{N_{\text{потр}}} = 100 \frac{0,034}{0,219} = 15,5\,\%. \qquad \text{(А.24)}$$

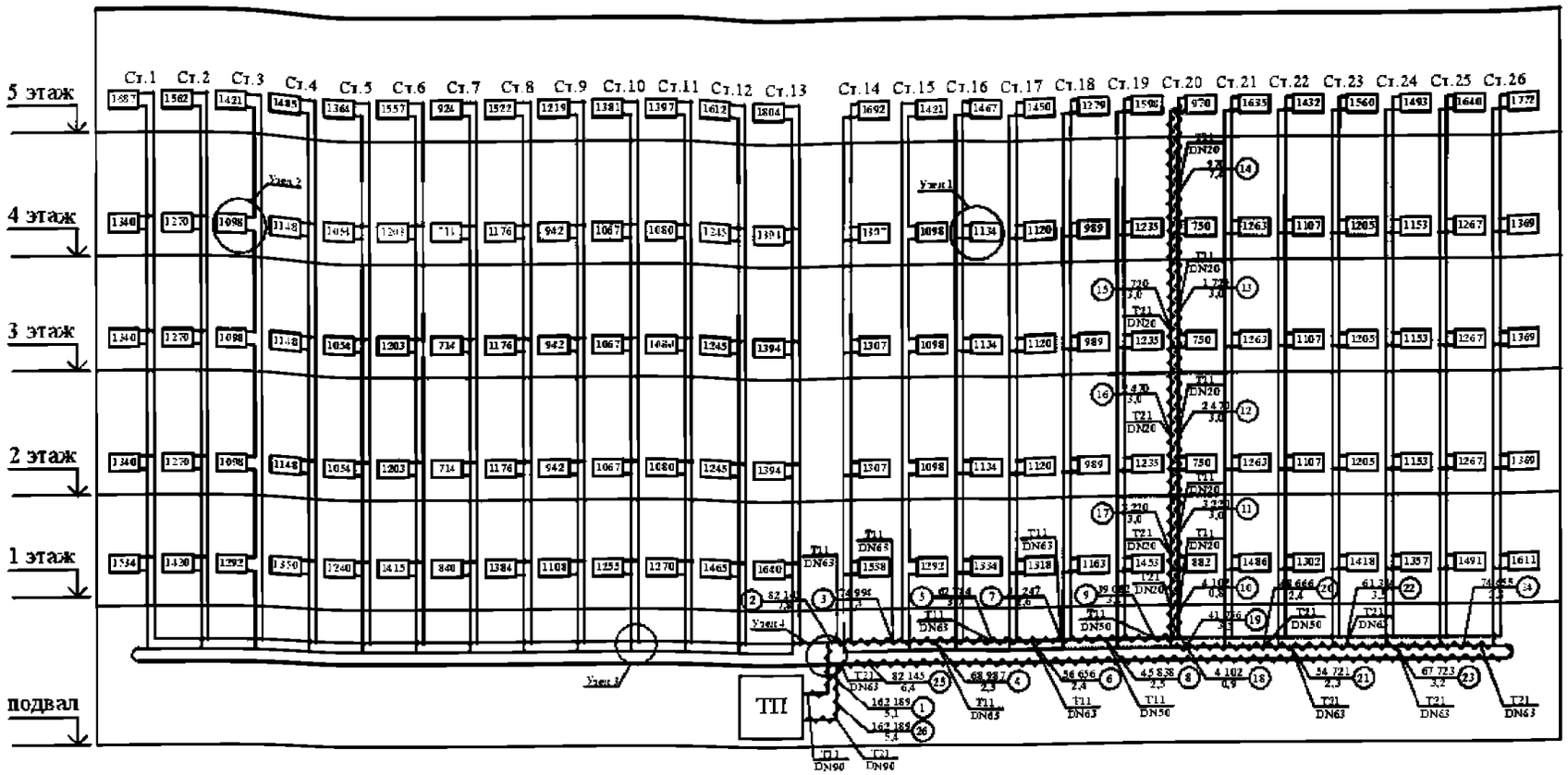
Таким образом, данная система отопления относится к классу энергетической эффективности Е. Следует изменить конструкцию системы для достижения более высокого класса (убрать избыточные регулирующие устройства, изменить диаметры теплопроводов).

Таблица П.4 – Определение минимально необходимой потери давления в теплопроводах

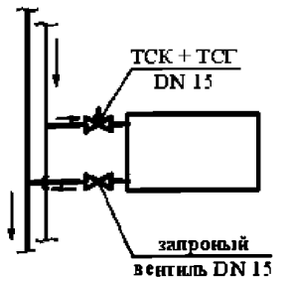
№ уч.	Расход теплоноси-теля, кг/ч	Длина уч., м	Ориен-тация	Необх. скорость, м/с	Расчетный диаметр $d_{возд}$, мм,	Условный диаметр трубных участков $d_{необх}$, мм,	Удельная потеря давления по длине R, Па/м	Потеря давления в местных сопротив-лениях Z, Па	Потеря давления на участке, Па
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
1	6973	5,1	Г	0,2	112	125	13,4	195	11263
2	3531	7,8	Г	0,2	80	110	8,1	33	96
3	3224	5,4	Г	0,2	76	110	6,9	17	54
4	2966	2,3	Г	0,2	73	90	15,6	36	72
5	2699	3,7	Г	0,2	70	90	13,2	30	78
6	2436	2,4	Г	0,2	66	90	11,0	29	55
7	2203	2,6	Г	0,2	63	90	9,2	25	49
8	1971	2,5	Г	0,2	60	90	7,5	21	40
9	1680	3,1	Г	0,2	55	75	13,6	33	75
10	176,3	0,8	В	0,1	25	25	15,4	71	83
11	138,4	3	В	0,1	22	25	10,0	4	35
12	106,2	3	В	0,1	20	20	60,6	20	201
13	73,94	3	В	0,1	16	20	32,0	10	106
14	41,7	7,4	В	0,1	12	20	11,7	55	142
15	73,94	3	В	0,1	16	20	32,0	10	106
16	106,2	3	В	0,1	20	20	60,6	20	201
17	138,4	3	В	0,1	22	25	10,0	4	35
18	176,3	0,9	В	0,1	25	25	15,4	32	46
19	1795	3,2	В	0,1	57	75	15,3	34	83
20	2092	2,4	Г	0,2	62	90	8,4	21	41

Продолжение таблицы П.4

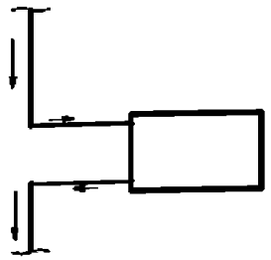
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
21	2353	2,3	Г	0,2	65	90	10,3	23	46
22	2636	3,5	Г	0,2	69	90	12,6	28	72
23	2912	3,2	Г	0,2	73	90	15,1	33	81
24	3210	2,8	Г	0,2	76	110	6,8	17	36
25	3532	6,4	Г	0,2	80	110	8,1	65	117
26	6973	5,3	Г	0,2	112	125	13,4	183	254
								$\Delta P^{тр}_{необх}$ =	13 466



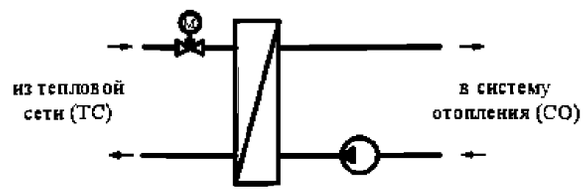
Узел 1



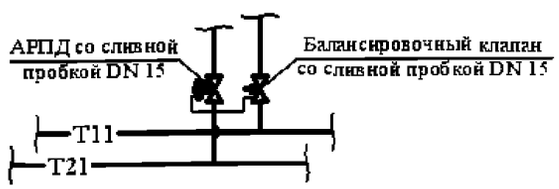
Узел 2



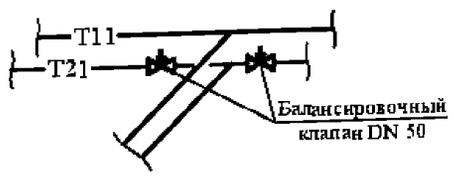
Принципиальная схема присоединения СО к ТС



Узел 3



Узел 4



Условные обозначения:

основное циркуляционное кольцо

1092 — отопительный прибор (с тепловой мощностью)

насос

1 — 435 000 / 20,1 — обозначение расчетного участка ОЦК

№ — нагрузка, Вт / длина, м

ТП — тепловой пункт

электромашинный регулирующий клапан отопления

теплообменник

Рисунок П.2 – Схема системы отопления к примеру 2

Пример 3

А.3.1 Исходные данные:

Обслуживаемое здание – 10-этажное жилое здание с неотапливаемым подвалом и чердаком. Проектом предусмотрена насосная водяная коллекторная (поквартирная) двухтрубная система отопления с нижней разводкой и тупиковым движением теплоносителя. Система подключена к центральной сети теплоснабжения по зависимой схеме, с использованием смесительно-циркуляционного насоса, установленного на обратной магистрали системы отопления.

Температурный график системы отопления – 80/60 °С, а городской тепловой сети 150/70 °С.

Подающая и обратная магистрали проходят в подвале здания.

Магистрали и стояки выполнены из стальных водогазопроводных труб по ГОСТ 3262-75*, разводка от поэтажных коллекторов из полиэтиленовых труб PEX-a.

К установке приняты стальные конвекторы. Отопительные приборы установлены под окнами на наружной стене здания. В качестве регуляторов у отопительных приборов к установке приняты термостатические клапаны с параболической характеристикой, встроенные в конструкцию конвектора, а в качестве узловых регуляторов перед этажными коллекторами установлены автоматические регуляторы перепада давления. Согласно проектной документации, потеря давления в контуре системы отопления составляет:

- в теплопроводах теплового пункта и теплообменнике: 2,2 м вод. ст.;

- в теплопроводах системы отопления вне теплового пункта: 9,5 м вод. ст.

Расчетная тепловая мощность системы, согласно проектной документации составляет: 651 474 Вт.

Мощность электрического насоса в рабочей точке составляет 1,522 кВт, а расход теплоносителя, циркулирующего в системе – 28 007 кг/ч. К установке принят насос с частотным регулированием, обеспечивающий постоянный перепад давления в системе.

Принципиальная схема системы отопления приведена на рисунке П.3.

А.3.2 Определение тепловой энергетической эффективности

Поскольку трубы подающей и обратной магистрали прокладываются в неотапливаемом подвале, то теплоотдача от них будет бесполезной с точки зрения поддержания микроклимата здания. Кроме того, стояки к которым подключаются этажные коллекторы, прокладываются в технических помещениях, где нет необходимости поддерживать определенную температуру (в таких помещениях нет тепловых потерь). Поэтому теплоотдача от труб, проложенных в данных помещениях, будет считаться избыточной. Температура воздуха в технических помещениях принимается согласно СП равной 16 °С. В проекте предусмотрена прокладка труб в тепловой изоляции из вспененного каучука. В таблицу П.5 сведены результаты расчета теплоотдачи от труб по различному диаметру труб, согласно данным, предоставленными изготовителем теплоизоляции. Температуру в подвале и на чердаке в расчетных условиях принимаем 5 °С.

Таблица П.5 – Определение теплоотдачи от труб, проложенных в неотапливаемых помещениях

№ п/п	Наружный диаметр трубы, мм	Расчетная температура теплоносителя, °С	Толщина слоя теплоизоляции, мм	Ориентация трубы	Удельная теплоотдача, Вт/м	Длина, м	Теплоотдача, Вт
1	2	3	4	5	6	7	8
1	140	80	25	гориз.	55,3	28,4	1571
2	140	60	25	гориз.	39,6	28,4	1125
3	114	80	25	гориз.	46,9	14,2	666
4	114	60	25	гориз.	33,5	14,2	476
5	88,5	80	25	гориз.	38,4	14,2	545
6	88,5	60	25	гориз.	27,5	14,2	391
7	88,5	80	25	верт.	33,4	9,2	307
8	88,5	60	25	верт.	22,4	9,2	206
9	75,5	80	25	верт.	29,5	12	354

Продолжение таблицы П.5

1	2	3	4	5	6	7	8
10	75,5	60	25	верт.	19,8	12	238
11	60	80	25	верт.	24,7	12	296
12	60	60	25	верт.	16,6	12	199
13	48	80	19	верт.	25,0	12	300
14	48	60	19	верт.	16,8	12	202
15	42,3	80	19	верт.	22,8	12	274
16	42,3	60	19	верт.	15,3	12	184
17	33,5	80	13	верт.	24,1	4,4	106
18	33,5	60	13	верт.	16,2	4,4	71
19	33,5	80	13	гориз.	23,7	55,9	1325
20	33,5	60	13	гориз.	15,9	55,9	889
21	26,8	80	13	гориз.	20,3	14,2	288
22	26,8	60	13	гориз.	13,6	14,2	193
23	21,3	80	13	гориз.	17,4	7,6	132
24	21,3	60	13	гориз.	11,7	7,6	89
						Σ =	10 425

Поскольку отопительные приборы устанавливаются под окнами у наружной стены, дополнительные тепловые потери зарадиаторными участками наружных ограждений будут равны:

$$Q_{зар} = \beta_1 Q_{с.о} = 0{,}02 \cdot 651\,474 = 13\,030 \text{ Вт}. \quad (А.25)$$

В качестве регуляторов у отопительных приборов к установке приняты термостатические клапаны с термостатической головкой. Поэтому избыточные затраты теплоты, возникающие вследствие определенного номенклатурного шага производимых отопительных приборов, не учитываются при расчете тепловой экономической эффективности системы.

Общие дополнительные тепловые потери в системе составят:

$$Q_{доп} = Q_{тр} + Q_{зар} + Q_{изб.оп} = 10\,425 + 13\,030 + 0 = 23\,455 \text{ Вт}. \quad (А.26)$$

Коэффициент энергетической эффективности с точки зрения тепловой энергии составит:

$$\eta_{тепл} = 100\frac{Q_{о}^{потр}}{Q_{о}^{потр} + Q_{доп}} = 100\frac{651\,474}{651\,474 + 23\,455} = 96{,}5\% \geq 93\,\%. \quad (А.27)$$

Требование выполняется.

Тогда можно определить коэффициент $\beta_о$ для системы отопления:

$$\beta_o = (\beta_{o,A} + \beta_{o,B}) = \frac{Q_o^{потр} + Q_{доп}}{Q_o^{потр}} = \frac{651\,474 + 23\,455}{651\,474} = 1{,}036. \quad (А.28)$$

А.2.3 Определение электрической энергетической эффективности

За основное циркуляционное кольцо (ОЦК) системы выбираем такое гидравлическое кольцо, в котором отношение потери давления к длине кольца будет наименьшим. При тупиковом движении теплоносителя, для двухтрубной коллекторной системы отопления ОЦК, как правило, проходит от теплового пункта, до наиболее удаленного нагруженного стояка, через прибор коллектор верхнего этажа, через самый удаленный и нагруженный прибор, присоединенный к коллектору. Для данной системы ОЦК проходит через стояк номер 1, через коллектор верхнего этажа, через систему отопления квартиры 37 по участкам 1-31.

Согласно схеме системы и проектной документации определяется расход теплоносителя на каждом участке, и данные заносятся в столбец 2 таблицы П.6.

Диаметр трубных участков $d_{необх}$, мм, исходя из условия обеспечения минимально допустимой скорости теплоносителя, выбираем по формуле:

$$d_{возд} = \sqrt{\frac{4G_{уч}}{3600\pi v_{мин}\rho}} = 18{,}81\sqrt{\frac{G_{уч}}{v_{мин}\rho}}, \quad (А.29)$$

где $G_{уч}$ – расход теплоносителя на участке, кг/ч;

ρ – плотность воды, при расчетной температуре на участке, кг/м^3;

$v_{мин}$ – минимально необходимая скорость на участке, для обеспечения эффективного воздухоудаления:

- 0,2 м/с в вертикальных трубах;

- 0,1 м/с в горизонтальных трубах, при соблюдении уклона не менее 0,002 от точки воздухоудаления.

Результаты расчета минимально-необходимого диаметра на участке заносятся в столбец 7 таблицы П.6.

Необходимый диаметр труб и арматуры выбирается как ближайший меньший по сортаменту из условия обеспечения минимально допустимой скорости теплоносителя, а результаты выбора заносятся в столбец 8 таблицы П.6.

Удельная потеря давления по длине и в местных сопротивлениях, при выбранном диаметре трубных участков определяется по справочным данным фирм-производителей, либо согласно Приложению Б настоящего пособия.

Результаты расчета минимально необходимой потери давления в трубах системы $\Delta P^{тр}_{необх}$, Па, сведены в таблицу П.6.

Согласно проектной документации в системе отопления в качестве регуляторов предусмотрены **встроенные индивидуальные регуляторы у отопительных приборов и АРПД перед этажными коллекторами системы**. Кроме того, к установке принят насос с частотным регулированием, обеспечивающий постоянный перепад давления.

В первую очередь проверяем необходимость установки АРПД в данной системе отопления, т.е. должно выполняться условие:

$$\Delta P^{макс}_{и.рег} > \Delta P^{шум}_{и.рег}, \quad (А.30)$$

где $\Delta P^{шум}_{и.рег}$ – перепад давления на клапане, при котором появляется вероятность образования шума, согласно каталогу фирмы производителя 20 000 Па;

$\Delta P^{макс}_{и.рег}$ – максимальный перепад давления, который может наблюдаться на рассматриваемом индивидуальном регуляторе в системе, Па.

Перепад давления $\Delta P^{макс}_{и.рег}$ для оценки энергетической эффективности, при использовании насосов, поддерживающих постоянный перепад давления, определяется по формуле.

Для тупиковых систем отопления следует рассматривать индивидуальный регулятор не ОЦК, а кольца, в котором наблюдается самые низкие потери давления в трубах и арматуре (без учета регулирующих клапанов), т. к. вероятность образования шума в регуляторах этих колец наивысшая. Для инженерных расчетов,

при оценке энергетической эффективности тупиковых систем отопления при использовании насосов, поддерживающих постоянный перепад давления, перепад давления $\Delta P_{\text{и.рег}}^{\text{макс}}$ рекомендуется определять по формуле:

$$\Delta P_{\text{и.рег}}^{\text{макс}} = \Delta P_{\text{рег.уч}} \left(\frac{1}{1-a} - \left(\frac{G_{\text{и.рег}}}{G_{\text{со}}} \right)^{1,85} \right) \frac{l_{\text{ОЦК}}}{l_{\text{ВЦК}}} =$$
$$= 24\,341 \left(\frac{1}{1-a} - \left(\frac{50,3}{28\,007} \right)^{1,85} \right) \frac{197,8}{108,1} = 89\,077, \quad \text{(А.31)}$$

где a – необходимый авторитет индивидуального регулятора (для ТСК с пароболической расходной характеристикой принимается равным 0,5);

$\Delta P_{\text{рег.уч}}$ – потеря давления на регулируемом участке (потеря давления в ОЦК, согласно таблице П.4), Па;

$G_{\text{и.рег}}$ – расход теплоносителя, протекающего через расчетный отопительный прибор, в расчетном режиме, кг/ч;

$G_{\text{со}}$ – расход теплоносителя циркулирующего в системе, кг/ч.

$$\Delta P_{\text{и.рег}}^{\text{макс}} > \Delta P_{\text{и.рег}}^{\text{шум}} = 89\,077 > 20\,000. \quad \text{(А.32)}$$

Условие выполняется. Следовательно, установка АРПД необходима.

Тогда суммарная необходимая потеря давления во всех регуляторах двухтрубной системы определяется по формуле:

$$\Delta P_{\text{необх}}^{\text{рег}} = \Delta P_{\text{и.рег}} + \Delta P_{\text{АР}} = \frac{a}{1-a} \Delta P_{\text{рег.уч}} + \Delta P_{\text{и.рег}}^{\text{макс}} - \Delta P_{\text{и.рег}}^{\text{шум}} =$$
$$\frac{0,5}{1-0,5} 24\,341 + 89\,077 - 20\,000 = 93\,418 \text{ Па}. \quad \text{(А.33)}$$

Необходимая потеря давления $\Delta P_{\text{необх}}$, Па, составит:

$$\Delta P_{\text{необх}} = \Delta P_{\text{необх}}^{\text{тр}} + \Delta P_{\text{необх}}^{\text{рег}} = 24\,341 + 93\,418 = 117\,759 \text{ Па}. \quad \text{(А.34)}$$

Поскольку система отопления подключена по независимой схеме с использованием циркуляционного насоса, то необходимые затраты электроэнергии $N_{\text{необх}}$, кВт, определяются по формуле:

$$N_{\text{необх}} = 1{,}1 G_{\text{с.о}} \Delta P_{\text{необх}} \cdot 10^{-6} = 1{,}1 \cdot 7{,}78 \cdot 117\,759 \cdot 10^{-6} = 1{,}008 \text{ кВт}. \quad \text{(А.35)}$$

Таким образом, коэффициент энергетическую эффективность с точки зрения потребления электроэнергии равен:

$$\eta_{\text{эл}} = 100 \frac{N_{\text{необх}}}{N_{\text{потр}}} = 100 \frac{1{,}008}{1{,}522} = 66{,}2\,\%. \quad \text{(А.36)}$$

Таким образом, данная система отопления относится к классу энергетической эффективности В.

Таблица П.6 – Определение минимально необходимой потери давления в теплопроводах

№ уч.	Расход теплоноси-теля, кг/ч	Длина уч., м	Ориен-тация	Необх. скорость, м/с	Расчетный диаметр $d_{возд}$, мм,	Условный диаметр трубных участков $d_{необх}$, мм,	Удельная потеря давления по длине R, Па/м	Потеря давления в местных сопротив-лениях Z, Па	Потеря давления на участке, Па
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
1	26377	14,2	Г	0,2	218	200	2,4	48	22082
2	19655	14,2	Г	0,2	189	150	7,3	45	149
3	13189	14,2	Г	0,2	154	150	3,4	26	75
4	6722	16,4	В	0,1	110	100	5,7	101	195
5	5993	3	В	0,1	147	125	1,5	6	10
6	5333	3	В	0,1	139	125	1,2	5	8
7	4673	3	В	0,1	130	100	2,9	9	18
8	4013	3	В	0,1	120	100	2,2	7	13
9	3353	3	В	0,1	110	100	1,5	5	9
10	2693	3	В	0,1	99	80	3,9	9	21
11	2033	3	В	0,1	86	80	2,3	6	13
12	1373	3	В	0,1	70	65	2,6	7	15
13	713	1,8	Г	0,2	36	40	9,3	14	30
14	237	8	Г	0,2	29	32х4,4	16,8	51	186
15	113,7	4,5	Г	0,2	20	25х3,4	15,5	51	120
16	50,3	3	Г	0,2	13	16х2,2	30,0	79	169
17	113,7	4,5	Г	0,2	20	25х3,4	15,5	41	110
18	237	8,4	Г	0,2	29	32х4,4	16,8	113	254
19	713	1,5	Г	0,2	51	40	14,6	14	36
20	1373	3	В	0,1	70	65	4,0	7	19

Продолжение таблицы П.6

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
21	2033	3	В	0,1	86	80	3,5	6	16
22	2693	3	В	0,1	99	80	6,0	9	28
23	3353	3	В	0,1	110	100	2,3	5	12
24	4013	3	В	0,1	120	100	3,3	7	17
25	4673	3	В	0,1	130	100	4,5	9	22
26	5333	3	В	0,1	139	125	1,9	5	10
27	5993	3	В	0,1	147	125	2,3	6	13
28	6722	16,5	В	0,1	110	100	9,3	101	254
29	13189	14,2	Г	0,2	154	150	5,5	26	104
30	19655	14,2	Г	0,2	189	150	12,2	45	217
31	26377	14,2	Г	0,2	218	200	3,9	60	115
								$\Delta P^{\text{тр}}_{\text{необх}}$ =	13 466

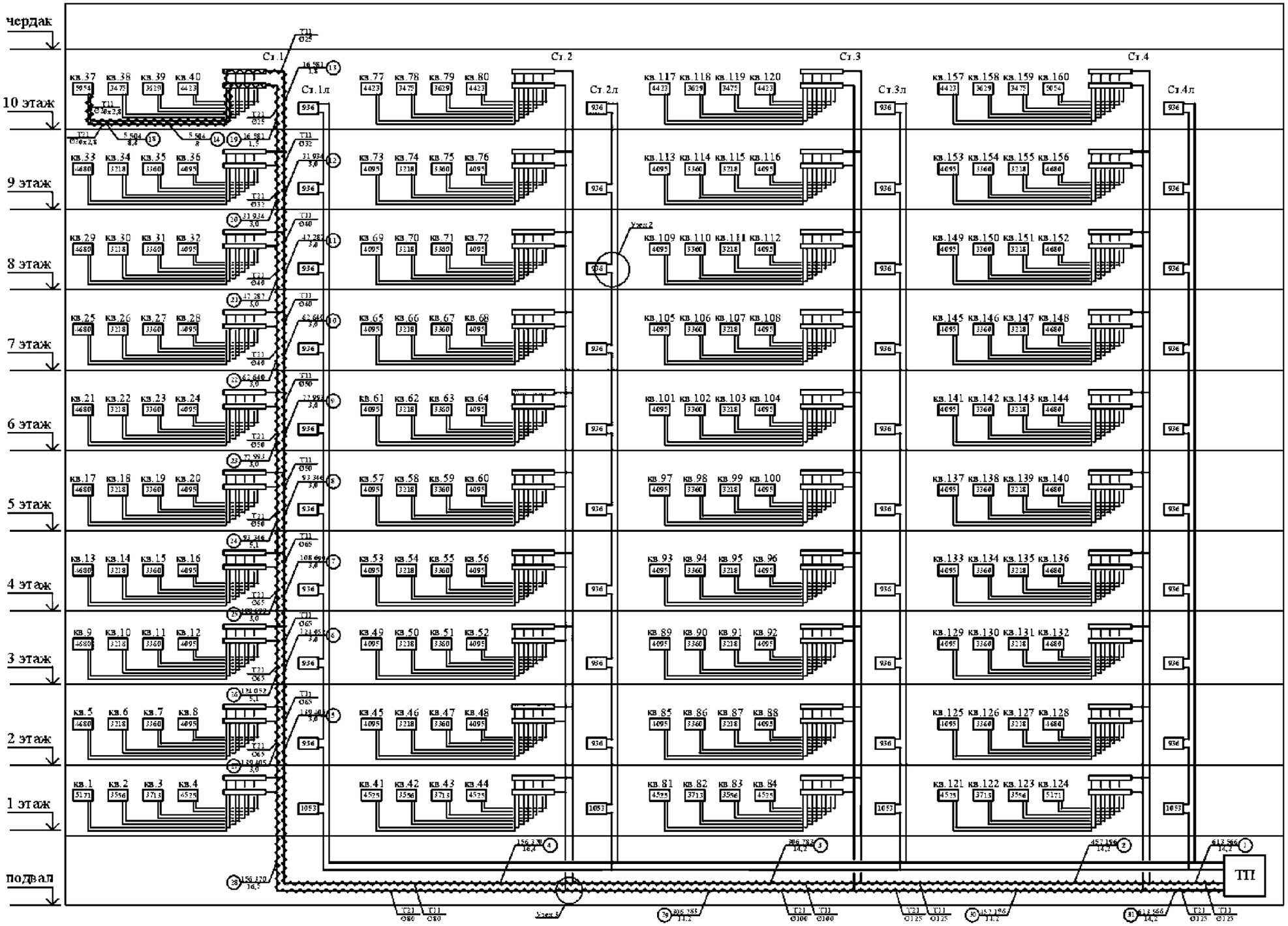
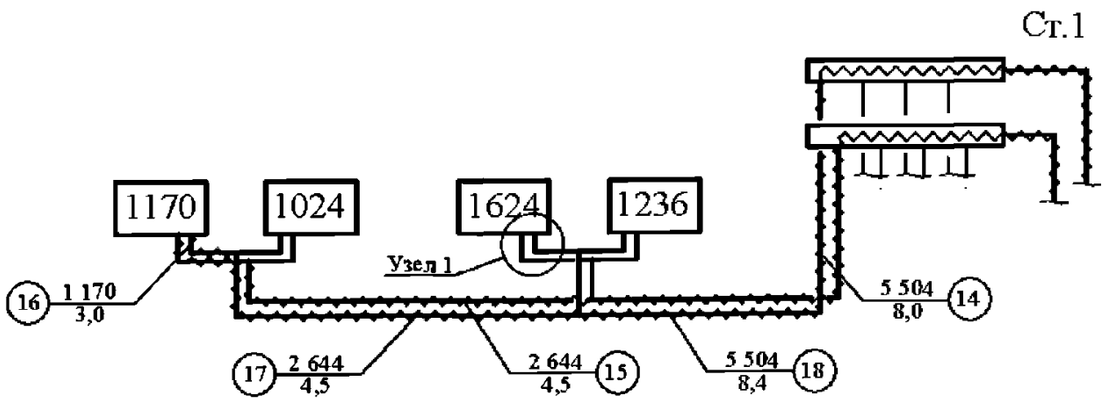
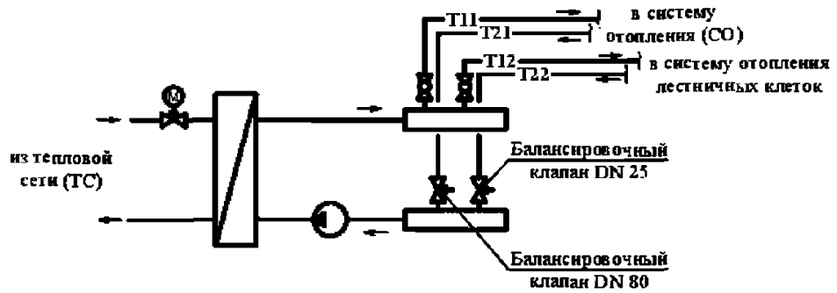


Рисунок П.3 – Схема системы отопления к примеру 3

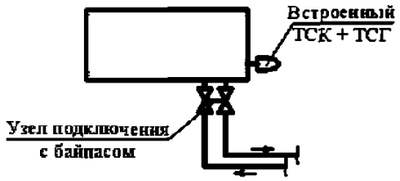
Схема системы отопления квартиры 37



Принципиальная схема присоединения СО к ТС



Узел 1



Узел 2

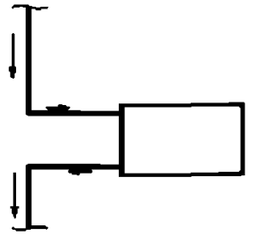
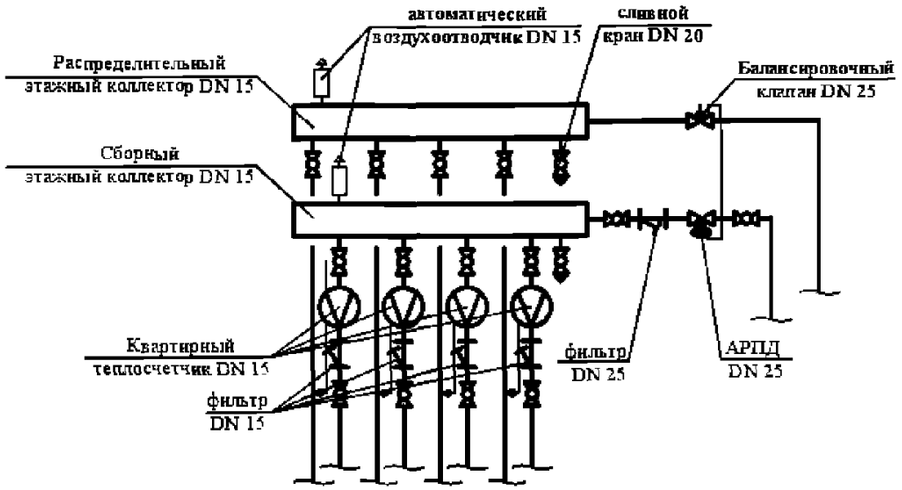
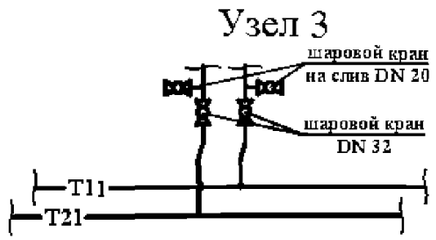


Схема подключения этажного коллектора



Узел 3



Условные обозначения:

основное циркуляционное кольцо

1092 отопительный прибор (с тепловой мощностью)

кв.37 5054 квартира (с суммарной тепловой мощностью всех приборов)

насос

1 435 000 20,1 обозначение расчетного участка ОЦК

№ нагрузка, Вт длина, м

ТП тепловой пункт

электромашинный регулирующий клапан отопления

теплообменник

Рисунок П.4 – Узлы системы отопления к примеру 3

Пример 4

А.4.1 Исходные данные:

Обслуживаемое здание – офисное здание с неотапливаемым подвалом и чердаком. Проектом предусмотрено теплоснабжение трех приточных установок (П1, П2 и П3) расчетной мощностью 50, 100 и 150 кВт соответственно.

Система теплоснабжения вентиляционных установок подключена к центральной сети теплоснабжения по независимой схеме с применением общего циркуляционного насоса и трехходовым клапаном, установленным на узел регулирования каждой приточной установки.

Температурный график системы теплоснабжения вентиляционных установок – 95/70 °С, а городской тепловой сети 130/70 °С.

Приточные установки, а также подающая и обратная магистрали проходят в подвале здания.

Магистрали системы выполнены из стальных водогазопроводных труб по ГОСТ 3262-75*.

Согласно проектной документации потеря давления в контуре системы теплоснабжения вентиляции составляет:

- в теплопроводах теплового пункта и теплообменнике: 3,1 м вод. ст.;

- в теплопроводах системы теплоснабжения вентиляции вне теплового пункта: 7 м вод. ст.

Расчетная тепловая мощность системы, согласно проектной документации, составляет 300 кВт.

Мощность электрического насоса в рабочей точке составляет 1,1 кВт, а расход теплоносителя, циркулирующего в системе – 26 377 кг/ч. К установке принят насос с частотным регулированием, обеспечивающий постоянный перепад давления в системе.

Принципиальная схема системы отопления приведена на рисунке П.5.

А.4.2 Определение тепловой энергетической эффективности

Поскольку трубы подающей и обратной магистрали прокладываются в неотапливаемом подвале, то теплоотдача от них будет бесполезной с точки зрения поддержания микроклимата здания. В проекте предусмотрена прокладка труб в тепловой изоляции из вспененного каучука. В таблицу П.7 сведены результаты расчета теплоотдачи от труб по различному диаметру труб, согласно данным, предоставленным изготовителем теплоизоляции. Температуру в подвале в расчетных условиях принимаем 5 °С.

Таблица П.7 Определение теплоотдачи от труб, проложенных в неотапливаемых помещениях

№ п/п	Наружный диаметр трубы, мм	Расчетная температура теплоносителя, °С	Толщина слоя теплоизоляции, мм	Ориентация трубы	Удельная теплоотдача, Вт/м	Длина, м	Теплоотдача, Вт
1	2	3	4	5	6	7	8
1	75,5	95	25	гориз.	41,5	13,5	560
2	75,5	95	25	верт.	41,8	4,2	176
3	75,5	70	25	гориз.	29,1	14,3	416
4	75,5	70	25	верт.	29,3	3,1	91
5	60,0	95	25	гориз.	34,7	10,5	364
6	60,0	95	25	верт.	35,0	2,5	88
7	60,0	70	25	гориз.	24,3	11,4	277
8	60,0	70	25	верт.	24,5	3,0	74
9	42,3	95	25	гориз.	27,2	11,4	310
10	42,3	95	25	верт.	27,4	11,3	310
11	42,3	70	25	гориз.	19,0	2,4	46
12	42,3	70	25	верт.	19,2	2,3	44
						Σ =	2 755

Коэффициент энергетической эффективности с точки зрения тепловой энергии составит:

$$\eta_{\text{тепл}} = 100\frac{Q_{\text{тс.в}}}{Q_{\text{тс.в}} + Q_{\text{тр}}} = 100\frac{300\,000}{300\,000 + 2\,755} = 99\,\% \geq 90\,\%, \qquad \text{(А.37)}$$

требование выполняется.

Тогда можно определить коэффициент $\beta_{\text{тс.в}}$ для системы теплоснабжения вентиляции:

$$\beta_{тс.в} = (\beta_{тс.в,А} + \beta_{тс.в,Б}) = \frac{Q_{тс.в}^{потр} + Q_{тр}}{Q_{тс.в}^{потр}} = \frac{300\,000 + 2\,755}{300\,000} = 1{,}01. \quad (А.38)$$

А.4.3 Определение электрической энергетической эффективности

За основное циркуляционное кольцо (ОЦК) системы выбираем такое гидравлическое кольцо, в котором отношение потери давления к длине кольца будет наименьшим. Для данной системы ОЦК проходит через воздухонагреватель приточной установки П3, как через самый удаленный и обладающий большей расчетной тепловой мощностью.

Согласно схеме системы и проектной документации определяется расход теплоносителя на каждом участке, и данные заносятся в столбец 2 таблицы П.8.

Диаметр трубных участков $d_{необх}$, мм, исходя из условия обеспечения минимально допустимой скорости теплоносителя, выбираем по формуле:

$$d_{возд} = \sqrt{\frac{4G_{уч}}{3600\pi v_{мин}\rho}} = 18{,}81\sqrt{\frac{G_{уч}}{v_{мин}\rho}}, \quad (А.39)$$

где $G_{уч}$ – расход теплоносителя на участке, кг/ч;

ρ – плотность воды, при расчетной температуре на участке, кг/м^3;

$v_{мин}$ – минимально необходимая скорость на участке, для обеспечения эффективного воздухоудаления, 0,2 м/с.

Результаты расчета минимально-необходимого диаметра на участке заносятся в столбец 7 таблицы П.8.

Необходимый диаметр труб и арматуры выбирается как ближайший меньший по сортаменту из условия обеспечения минимально допустимой скорости теплоносителя, а результаты выбора заносятся в столбец 8 таблицы П.8.

Удельная потеря давления по длине и в местных сопротивлениях, при выбранном диаметре трубных участков определяется по справочным данным фирм-производителей, либо согласно Приложению Б настоящего пособия.

Результаты расчета минимально необходимой потери давления в трубах системы $\Delta P_{необх}^{тр}$, Па, сведены в таблицу П.8.

Минимально необходимая потеря давления на индивидуальном регуляторе зависит от потери давления в трубных участках системы $\Delta P_{\text{рег.уч}}$, Па:

$$\Delta P_{\text{необх}}^{\text{рег}} = 2,4\Delta P_{\text{рег.уч}} = 2,4 \cdot 25036 = 60\,086 \text{ Па}. \quad \text{(А.40)}$$

Необходимая потеря давления $\Delta P_{\text{необх}}$, Па, составит:

$$\Delta P_{\text{необх}} = \Delta P_{\text{необх}}^{\text{тр}} + \Delta P_{\text{необх}}^{\text{рег}} = 25\,036 + 60\,086 = 85122 \text{ Па}. \quad \text{(А.41)}$$

Для систем с независимым присоединением к тепловой сети оценка электропотребления ведется для основного циркуляционного насоса, а $N_{\text{необх}}$, кВт, определяется по формуле:

$$N_{\text{необх}} = 1,1 \cdot 7,32 \cdot 85122 \cdot 10^{-6} = 0,685 \text{ кВт}. \quad \text{(А.42)}$$

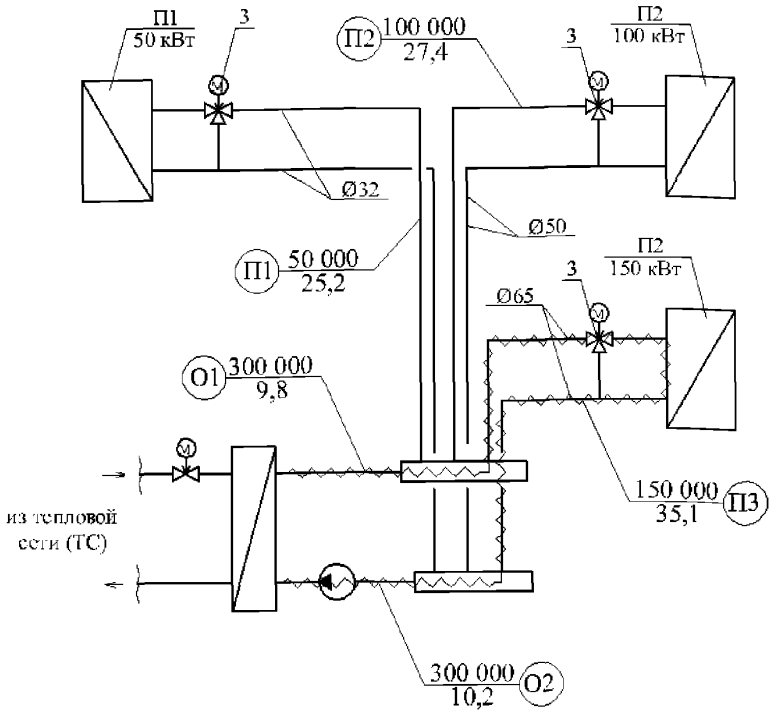
Таким образом, коэффициент энергетическую эффективность с точки зрения потребления электроэнергии равен:

$$\eta_{\text{эл}} = 100\frac{N_{\text{необх}}}{N_{\text{потр}}} = 100\frac{0,685}{1,1} = 62,3\,\%. \quad \text{(А.43)}$$

Таким образом, данная система отопления относится к классу энергетической эффективности В.

Таблица П.8 – Определение минимально необходимой потери давления в теплопроводах

№ уч.	Расход теплоноси-теля, кг/ч	Длина уч., м	Расчетный диаметр $d_{возд}$, мм,	Условный диаметр трубных участков $d_{необх}$, мм,	Удельная потеря давления по длине R, Па/м	Потеря давления в местных сопротив-лениях Z, Па	Потеря давления на участке, Па
1	2	3	6	7	8	9	10
О1	10318	9,8	137	125	4,2	24124	24165
П3	6449	35,1	108	100	5,3	433	619
О2	10318	10,2	137	125	4,2	192	252
						$\Delta P^{тр}_{необх}$ =	25 036



Условные обозначения:

основное циркуляционное кольцо

1 — 435 000 / 20,1 — обозначение расчетного участка ОЦК

№ — нагрузка, Вт / длина, м

двухходовой электромашинный регулирующий клапан

трехходовой электромашинный регулирующий клапан

насос

теплообменник

П3 / 150 кВт — воздухонагреватель приточной установки, его номер и расчетная мощность

Рисунок П.5 – Схема системы теплоснабжения вентиляции к примеру 4

Приложение Б

РАСЧЕТ ПОТЕРИ ДАВЛЕНИЯ ПО ДЛИНЕ И В МЕСТНЫХ СОПРОТИВЛЕНИЯХ

Потери давления (удельной механической энергии) зависят от скорости потока, его формы, размеров и шероховатости твердых границ, вязкости жидкости. Вязкость – главная причина потерь механической энергии жидкости. Механическая энергия затрачивается на преодоление сил трения (гидравлических сопротивлений), возникающих в движущейся жидкости.

Существуют два типа потери давления – *по длине* и в *местных сопротивлениях*.

Потеря давления *по длине* вызываются вязкостью (как молекулярной, так и турбулентной) реальных жидкостей и газов, возникающей при ее движении и являющейся результатом обмена количеством движения между молекулами (при ламинарном течении), а также и между отдельными частицами (при турбулентном течении) соседних слоев жидкости (газа), движущихся с различными скоростями. Эти потери имеют место на протяжении всей длины трубопровода, поэтому их называют также потерями по длине.

Потеря давления *на местных сопротивлениях* обусловлены местными гидравлическими сопротивлениями. Эти сопротивления, как правило, являются локальными, т.е. наблюдаются на относительно коротком участке потока в местах резкого изменения конфигурации и направления потока.

При гидравлическом расчете потеря давления на участках системы отопления, определяется по формуле Дарси–Вейсбаха:

$$\Delta P_{\text{уч}} = \frac{\lambda}{d_{\text{в}}} l_{\text{уч}} \frac{\rho v^2}{2} + \sum \zeta_{\text{уч}} \frac{\rho v^2}{2}, \qquad \text{(Б.1)}$$

где λ – коэффициент гидравлического трения (коэффициент Дарси), определяющий в долях гидродинамического давления линейную потерю гидростатического давления по длине трубы, равной ее внутреннему диаметру $d_{\text{в}}$;

$l_{уч}$ – длина участка, м;

$d_в$ – внутренний диаметр участка трубы, м;

$\sum\zeta_{уч}$ – сумма коэффициентов местного сопротивления на участке, выражающая местные потери гидростатического давления в долях гидродинамического давления.

Формулу Дарси–Вейсбаха для отдельного трубного участка можно представить в ином виде:

$$\Delta P_{уч} = \Delta P_l + \Delta P_{м.с}, \text{ Па}, \quad (Б.2)$$

где ΔP_l – потери давления по длине, Па;

$\Delta P_{м.с}$ – потери давления в местных сопротивлениях участка, Па.

Для расчета потери давления по длине в первую очередь необходимо определить чило Рейнольдса Re и выбрать формулу для расчета коэффициента гидравлического давления λ.

Число Рейнольдса определяется по формуле:

$$\mathrm{Re} = \frac{vd}{\nu_ж}, \quad (Б.3)$$

где v – скорость потока, м/с;

$d_в$ – внутренний диаметр трубы, м;

$\nu_ж$ – кинематическая вязкость жидкости, м^2/с.

При ламинарном движении жидкости в трубе (Re < 2320) потеря давления по длине пропорциональна средней скорости и не зависит от состояния стенок трубы. Тогда коэффициент гидравлического трения λ зависит от скорости движения потока и обратно пропорционален числу Re. Коэффициент гидравлического трения может быть определен для круглых труб согласно формуле:

$$\lambda = 64/\mathrm{Re}. \quad (Б.4)$$

При турбулентном и переходном режиме течения у стенок трубы образуется тонкий ламинарный слой, толщина которого зависит от скорости потока. При

достаточно высоких скоростях потока толщина этого слоя становится меньше высоты выступов неровностей трубы, а потери давления начинают зависеть от шероховатости стенки.

В качестве основной характеристики шероховатости служит так называемая абсолютная шероховатость $k(\Delta)$, м, представляющая собой средний размер указанных выступов и неровностей, измеренных в единицах длины. Однако, в инженерной практике, применяется понятие эквивалентной шероховатости $k_э(\Delta_э)$, м, которая представляет собой выступы равномерно распределенной зернистой абсолютной шероховатости такого размера, который дает при подсчетах одинаковые с действительной шероховатостью потери давления.

Значения эквивалентной шероховатости определяются на основании гидравлических испытаний труб и перерасчета их результатов по соответствующим формулам. Согласно п.6.1.10 СП 60.13330.2016, при гидравлическом расчете эквивалентную шероховатость внутренней поверхности трубопроводов из стальных труб систем внутреннего теплоснабжения следует принимать **не менее 0,2 мм.**

При зависимом присоединении систем внутреннего теплоснабжения к тепловой сети, а также при реконструкции их с использованием существующих трубопроводов из стальных труб эквивалентную шероховатость следует принимать **не менее 0,5 мм.**

Эквивалентную шероховатость внутренней поверхности труб из полимерных материалов, а также медных и латунных труб следует принимать **не менее 0,01 и 0,11 мм** соответственно.

Для переходного режима движения жидкости ($Re < 10d_в/k_э$), когда шероховатость стенки труб еще практически не оказывает влияния на движение потока (такую область течения называют в технически гладких трубах), коэффициент λ может быть определен по формуле Блазиуса:

$$\lambda = \frac{0,3164}{Re^{0,25}}. \qquad (Б.5)$$

Если выполняется условие $Re > 500d_в/k_э$, то ламинарный слой возле стенки

трубы становится настолько тонким, что шероховатость стенок начинает из него выступать и, тем самым, влиять на потери давления (данную область еще называют областью течения в шероховатых трубах). Коэффициент Дарси в таком случае может быть определен по формуле Шифринсона:

$$\lambda = 0{,}11\left(\frac{k_э}{d_в}\right)^{0{,}25}. \qquad (Б.6)$$

При турбулентном движении воды в трубах также часто используют формулу Колбрука:

$$\frac{1}{\sqrt{\lambda}} = -2\log\left(\frac{2{,}51}{\mathrm{Re}\sqrt{\lambda}} + \frac{k_э}{3{,}7d_в}\right). \qquad (Б.7)$$

В расчетах также часто применяется формула, предложенная А.Д. Альтшулем, которая дает значения с высокой точностью для переходного и турбулентного режима:

$$\lambda = 0{,}11\left(\frac{68}{\mathrm{Re}} + \frac{k_э}{d_в}\right)^{0{,}25}. \qquad (Б.8)$$

Для определения потери давления по длине часто испрльзуют понятие удельной потери давления R, Па/м. Данная величина также может быть определена по формуле:

$$R = \frac{\lambda}{d_в}\frac{\rho v^2}{2}. \qquad (Б.9)$$

Для определения удельной потери давления по длине при проектировании водяной системы отопления из стальных труб используют номограммы и таблицы из справочной литературы или технических каталогов фирм-производителей труб.

Также для стальных труб возможно применение следующей формулы:

$$R = 5\cdot 10^4 \frac{v^{1{,}9}}{d_в^{1{,}32}}\ \text{Па/м}, \qquad (Б.10)$$

где v – скорость воды в трубе, м/с.

Данная формула имеет погрешность не более 5% в диапазоне скоростей 0,1–1,25 м/с для труб условным диаметром Ду 10–50 мм, и справедлива не для новых, чистых стальных труб, а для прошедших эксплуатацию около 5 лет на воде, специально подготовленной для использования в системе отопления, т. е. эквивалентная шероховатость принимается согласно СП 60.13330.2016.

Местные потери напора обусловлены местными изменениями формы и размеров живого сечения потока, т. е. деформацией потока при протекании через местные сопротивления.

Местным сопротивлением могут служить задвижки, диафрагмы, повороты, тройники, крестовины, отопительные приборы, вентили и другие устройства, устанавливаемые на теплопроводах системы отопления [8].

Условное принятие местного сопротивления как точечного участка с определенным сопротивлением не совсем справедливо. Дело в том, что деформация и восстановление потока теплоносителя происходит не только в самом сопротивлении (которое, кстати, тоже обладает определенной длиной), но и на некотором расстоянии до и после него. Это должно учитываться при расчете потери давления в местном сопротивлении.

Исходными данными для расчета потери давления потока в местном сопротивлении является:

- тип местного сопротивления;

- размер (калибр) местного сопротивления;

- расход протекающей воды в местном сопротивлении;

- температура (а в конечном итоге плотность) воды.

Потеря давления на местном сопротивлении $\Delta P_{\text{м.с}}$, Па, может быть определена по формуле Вейсбаха:

$$\Delta P_{\text{м.с}} = \sum \zeta_{\text{уч}} \frac{\rho v^2}{2}, \qquad \text{(Б.11)}$$

где ζ – коэффициент местного сопротивления (КМС), определяющийся в

зависимости от вида местного сопротивления;

v – скорость движения теплоносителя на участке, м/с;

ρ – плотность движущегося теплоносителя, кг/м^3.

Значение коэффициента местного сопротивления для каждого вида местного сопротивления можно найти в справочной литературе, однако отдельную сложность представляет определение КМС для местных сопротивлений, в которых смешиваются или разделяются потоки. В таком случае КМС будет зависеть не только от геометрических размеров, но и от расхода теплоносителя в каждом из ответвлений. Для таких случаев определение КМС усложняется, но эти данные также можно найти в справочной литературе.

Часто для определения местных сопротивлений производители указывают величину пропускной способности. Эту величину буквенно обозначают как k_v, а размерность указывают как м^3/ч. На самом деле размерностью данной величины является (м³/ч)/бар^{0,5}, но для упрощения в каталогах фирм-производителей бар^{0,5} опускают. Это нередко вводит инженеров в заблуждение. В любом случае для определения величины потери давления в местном сопротивлении, где характеристика задана пропускной способностью k_v (k_{vs} для полностью открытых клапанов), (м³/ч)/бар^{0,5}, составит:

$$\Delta P_{\text{м.с}} = \frac{100G^2}{\rho k_v^2}. \qquad \text{(Б.12)}$$

Приложение В

ТЕПЛООТДАЧА ОТКРЫТО ПРОЛОЖЕННЫХ ТРУБ

Таблица П.7 – Теплоотдача открыто проложенных труб (для вертикальных/горизонтальных участков) [9]

$t_{тр} - t_{в}$, °С	Ду, мм	Теплоотдача 1 метра трубы, Вт/м, при $t_{тр} - t_{в}$ через 1 °С									
		0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
30	10	15/21	16/23	17/23	17/24	18/25	18/26	20/28	21/28	21/29	22/30
	15	20/26	21/28	21/29	22/30	23/31	24/32	24/34	25/35	26/36	28/37
	20	23/32	24/34	25/35	26/36	28/38	29/39	31/41	32/42	34/43	35/44
	25	31/39	32/41	34/43	35/44	36/45	37/47	38/49	41/51	42/52	43/53
	32	39/47	41/50	43/52	44/54	45/56	47/58	50/60	51/63	52/64	54/67
	40	51/53	53/56	56/58	58/60	60/63	63/65	65/67	67/69	69/72	72/44
	50	56/65	58/67	60/69	63/73	65/77	67/78	69/81	72/84	74/87	77/90
40	10	22/31	23/32	24/32	24/34	25/35	25/36	27/37	28/38	28/39	29/41
	15	28/38	30/39	30/41	31/42	32/43	34/44	34/44	35/46	36/47	37/49
	20	36/46	37/47	38/50	39/52	41/53	42/55	43/57	44/58	45/59	46/60
	25	44/57	46/59	47/63	49/65	51/66	52/68	53/71	55/72	56/74	58/75
	32	56/74	58/77	60/79	61/81	64/84	65/86	67/89	68/92	71/94	73/96
	40	64/77	66/79	68/80	70/84	72/86	74/88	77/89	78/92	80/94	82/97
	50	79/93	82/95	85/99	87/101	88/105	93/107	95/110	97/113	100/115	103/118
50	10	30/41	30/42	31/43	32/44	32/45	34/46	35/47	35/49	36/50	37/50
	15	38/50	38/51	39/52	41/53	41/56	43/57	44/58	44/59	45/60	46/61
	20	47/60	49/61	50/64	51/65	52/66	53/68	54/70	56/71	57/73	58/74
	25	59/73	60/74	62/76	64/79	65/80	67/82	68/85	70/86	72/88	73/91
	32	74/91	76/92	78/94	80/96	82/99	84/101	86/103	88/106	91/108	92/112
	40	85/100	86/102	88/106	91/108	39/110	96/113	97/116	99/118	101/121	103/124
	50	106/122	108/125	111/129	114/132	117/135	120/138	123/141	125/144	128/148	131/151
60	10	38/52	38/52	39/53	41/54	42/56	42/57	43/58	44/59	44/60	45/62
	15	47/63	49/65	50/66	51/67	52/69	53/70	55/71	55/73	56/74	57/75
	20	59/77	61/79	63/80	64/81	65/83	66/85	67/86	68/88	70/89	72/92
	25	74/92	76/94	78/96	79/98	81/100	83/102	85/104	86/106	88/108	89/110
	32	94/114	96/115	98/118	100/121	102/123	105/125	106/128	108/130	110/132	113/135
	40	107/127	109/129	111/132	114/135	116/137	119/141	121/143	123/145	125/149	128/151
	50	134/155	137/157	141/160	143/164	146/167	149/171	152/174	156/177	158/182	162/185

Продолжение таблицы П.7

$t_{тр} - t_{в}$, °С	Ду, мм	Теплоотдача 1 метра трубы, Вт/м, при $t_{тр} - t_{в}$ через 1 °С									
		0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
70	10	43/63	48/64	49/65	49/66	50/67	51/68	52/70	52/71	53/73	55/73
	15	59/77	60/79	61/80	63/81	64/82	65/84	66/86	67/87	68/89	70/91
	20	74/93	75/95	77/96	78/97	80/100	81/102	83/103	84/105	86/107	87/108
	25	93/113	94/114	96/116	97/118	100/121	101/123	103/125	107/128	107/128	109/131
	32	117/138	119/141	121/143	123/145	125/148	128/151	130/153	133/156	135/159	137/162
	40	132/15	135/157	137/160	140/163	143/166	145/168	148/172	151/174	152/178	154/180
	50	165/187	167/191	171/194	174/198	178/202	180/205	185/208	187/213	191/215	194/218
80	10	56/75	57/75	58/78	58/79	59/80	60/81	61/82	63/84	64/85	65/86
	15	71/92	72/93	73/94	74/96	75/98	77/100	78/101	79/101	81/102	81/105
	20	88/109	89/111	92/114	93/115	94/117	96/120	98/121	99/123	101/125	102/127
	25	110/134	113/136	114/138	116/141	119/143	120/145	122/146	124/149	125/151	128/153
	32	139/164	142/166	144/170	146/172	149/174	151/178	153/180	156/182	158/186	162/188
	40	158/184	160/186	165/189	166/192	169/195	173/198	174/201	177/204	180/208	182/210
	50	196/223	200/227	203/230	207/235	210/238	214/242	217/246	221/250	224/253	228/257

Приложение Г

ОПРЕДЕЛЕНИЕ ДОПОЛНИТЕЛЬНЫХ ТЕПЛОВЫХ ПОТЕРЬ ЗАРАДИАТОРНЫМИ УЧАСТКАМИ НАРУЖНЫХ ОГРАЖДЕНИЙ

Дополнительные потери теплоты через участки наружных ограждений, расположенных за отопительным прибором, определяются по формуле:

$$Q_{зар} = \beta_1 Q_{с.о}, \text{ Вт}, \quad (Г.1)$$

где $Q_{с.о}$ – расчетная мощность системы отопления, Вт;

β_1 – коэффициент, определяемый по формуле:

$$\beta_1 = \frac{\Sigma \beta_1^i}{n}, \quad (Г.2)$$

где n – количество отопительных приборов в системе, шт.;

β_1^i – коэффициент, учитывающий тип отопительного прибора и его место расположения, определяемый для каждого прибора по таблице П.8.

Таблица П.8 – Значение коэффицента β_1^i

Отопительный прибор	Коэффициент β_1^i при установке прибора	
	у наружной стены, в том числе под световым проемом	у остекления светового проема
Радиатор секционный	0,02	0,07
Радиатор стальной панельный	0,04	0,1
Радиатор стальной трубчатый	0,03	0,08
Конвектор с кожухом	0,02	0,05
Конвектор без кожуха	0,03	0,07
Регистр из гладких труб	0,04	0,1

Для труб, заделанных в перекрытия и ограждения, дополнительная теплоотдача $Q_{зар}$ определяется расчетом.

Приложение Д

ФИЗИЧЕСКИЕ СВОЙСТВА ВОДЫ И ГЛИКОЛЕЙ

Таблица П.9 – Основные физические свойства пресной воды при температуре [9]

t, °С	ρ, кг/м^3	$\mu \cdot 10^{-6}$, Па·с	$\nu_ж \cdot 10^{-6}$, м^2/с	$\beta_t \cdot 10^{-6}$, К$^{-1}$	$\beta_V \cdot 10^{-10}$, Па$^{-1}$	t, °С	ρ, кг/м^3	$\mu \cdot 10^{-6}$, Па·с	$\nu_ж \cdot 10^{-6}$, м^2/с	$\beta_t \cdot 10^{-6}$, К$^{-1}$	$\beta_V \cdot 10^{-10}$, Па$^{-1}$
0	999,87	1752,5	1,753	14	5,4	90	965,3	279,0	0,289	641	-
10	999,73	1299,2	1,300	89,5	5,23	100	958,4	252,2	0,263	691	-
20	998,2	1001,5	1,003	165	5,18	110	950,7	241,1	0,254	-	-
30	995,7	7970	8,005	196	5,15	120	942,9	230,0	0,244	-	-
40	992,2	651,3	0,656	391	5,15	130	934,6	211,0	0,226	-	-
50	988,1	544,0	0,551	422	5,14	140	925,8	195,0	0,211	-	-
60	983,2	463,0	0,471	481	5,14	150	916,8	181,0	0,197	-	-
70	977,8	351,0	0,359	539	5,14	160	907,0	169,0	0,186	-	-
80	971,8	311,3	0,320	590	-	170	897,3	158,8	0,177	-	-

Таблица П.10 – Основные физические свойства гликолей [10]

Этиленгликоль				Пропиленгликоль			
t, °С	ρ, кг/м^3	$\mu \cdot 10^{-6}$, Па·с	$\nu_ж \cdot 10^{-6}$, м^2/с	t, °С	ρ, кг/м^3	$\mu \cdot 10^{-6}$, Па·с	$\nu_ж \cdot 10^{-6}$, м^2/с
0	1130,1	76568	67,753	0	1275,4	12007	9466,67
20	1116,1	21396	19,17	20	1263,3	1410	224,86
40	1100,8	9566	8,69	40	1251,3	31,9	64,68
60	1087,1	5164	4,75	60	1244,3	14,8	25,5
80	1077,0	3209	2,98	80	-	-	-
100	1057,9	2148	2,03	100	-	-	-

СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННОЙ ЛИТЕРАТУРЫ

1. Федеральный закон от 23 ноября 2009 г. № 261-ФЗ «Об энергосбережении и о повышении энергетической эффективности и о внесении изменений в отдельные законодательные акты Российской Федерации».

2. Федеральный закон от 30 сентября 2009 года № 384-ФЗ «Технический регламент о безопасности зданий и сооружений».

3. Постановление Правительства Российской Федерации от 25января 2011 г. № 18 «Об утверждении Правил установления требований энергетической эффективности для зданий, строений, сооружений и требований к правилам определения класса энергетической эффективности многоквартирных домов».

4. Махов Л.М. Отопление. – М.: Издательство АСВ, 2014.

5. Пырков В.В. Современные тепловые пункты. Автоматика и регулирование. – Киев: II ДП «Taki справи», 2008.

6. Пырков В.В. Гидравлическое регулирование систем отопления и охлаждения. Теория и практика. – Киев: II ДП «Taki справи», 2010.

7. Роос Ганс. Гидравлика систем водяного отопления. – СПб.: Питер, 2009.

8. Поляков В.В, Скворцов Л.С. Насосы и вентиляторы. – М.: Стройиздат, 1990.

9. Староверов И.Г. Внутренние санитарно-технические устройства. В 3 ч. Ч. 1. Отопление. – М.: Стройиздат, 1990.

10. Дымент О.Н., Казанский К.С., Мирошников А.М. Гликоли и другие производные окисей этилена и пропилена. – М.: Химия, 1976.

gost.e-ecolog.ru