ФЕДЕРАЛЬНОЕ АГЕНТСТВО

ПО ТЕХНИЧЕСКОМУ РЕГУЛИРОВАНИЮ И МЕТРОЛОГИИ

НАЦИОНАЛЬНЫЙ СТАНДАРТ РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ

ГОСТ Р 56502— 2020

СИСТЕМЫ ОБЕСПЕЧЕНИЯ МИКРОКЛИМАТА

Оценка энергетической эффективности систем отопления и вентиляции при проектировании зданий

Издание официальное

Москва
Стандартинформ
2020

gost.e-ecolog.ru

Предисловие

1 РАЗРАБОТАН Федеральным государственным бюджетным учреждением «Научно-исследовательский институт строительной физики Российской академии архитектуры и строительных наук» (НИИСФ РААСН)

2 ВНЕСЕН Техническим комитетом по стандартизации ТК 465 «Строительство»

3 УТВЕРЖДЕН И ВВЕДЕН В ДЕЙСТВИЕ Приказом Федерального агентства по техническому регулированию и метрологии от 3 ноября 2020 г. № 1028-ст

4 ВЗАМЕН ГОСТ Р 56502—2015

*Правила применения настоящего стандарта установлены в статье 26 Федерального закона от 29 июня 2015 г. № 162-ФЗ «О стандартизации в Российской Федерации». Информация об изменениях к настоящему стандарту публикуется в ежегодном (по состоянию на 1 января текущего года) информационном указателе «Национальные стандарты», а официальный текст изменений и поправок — в ежемесячном информационном указателе «Национальные стандарты». В случае пересмотра (замены) или отмены настоящего стандарта соответствующее уведомление будет опубликовано в ближайшем выпуске ежемесячного информационного указателя «Национальные стандарты». Соответствующая информация, уведомление и тексты размещаются также в информационной системе общего пользования — на официальном сайте Федерального агентства по техническому регулированию и метрологии в сети Интернет (*gost.e-ecolog.ru

© Стандартинформ, оформление, 2020

Настоящий стандарт не может быть полностью или частично воспроизведен, тиражирован и распространен в качестве официального издания без разрешения Федерального агентства по техническому регулированию и метрологии

Содержание

1 Область применения 1
2 Нормативные ссылки 1
3 Термины и определения 2
4 Общие положения 2
5 Особенности оценки энергетической эффективности систем отопления для жилых и общественных зданий в рамках комплексной оценки энергопотребления здания 2
6 Методика расчета энергетической эффективности систем отопления жилых и общественных зданий 7
7 Особенности оценки энергетической эффективности систем внутреннего теплоснабжения для нужд систем вентиляции для жилых и общественных зданий 12
Библиография 17

Введение

В настоящем стандарте реализованы положения Федерального закона от 23 ноября 2009 г. № 261-ФЗ «Об энергосбережении и о повышении энергетической эффективности и о внесении изменений в отдельные законодательные акты Российской Федерации» [1] и статей 13, 31 Федерального закона от 30 декабря 2009 г. № 384-ФЗ «Технический регламент о безопасности зданий и сооружений» [2] в части повышения энергетической эффективности жилых и общественных зданий.

Настоящий стандарт содержит алгоритмы оценки энергетической эффективности систем отопления и вентиляции в расчетном режиме, что позволяет также косвенно оценить ресурсоэффективность указанных инженерных систем путем определения затрат материально-технических ресурсов (кроме топлива).

НАЦИОНАЛЬНЫЙ СТАНДАРТ РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ

СИСТЕМЫ ОБЕСПЕЧЕНИЯ МИКРОКЛИМАТА

Оценка энергетической эффективности систем отопления и вентиляции при проектировании зданий

Microclimate systems. Assessment of the energy efficiency of the heating and ventilation systems

Дата введения — 2021—01—01

1 Область применения

Настоящий стандарт устанавливает методы оценки энергетической эффективности систем отопления по допустимым бесполезным тепловым потерям этих систем и оценки энергетической эффективности систем отопления по затратам электрической энергии, необходимым для обеспечения работы этих систем.

Способы расчета энергетической эффективности центральных систем водяного отопления жилых, общественных и административных зданий, представленные в настоящем стандарте, также могут быть применены и к иным видам систем отопления.

Настоящий стандарт также применим для описания энергетической эффективности систем водяного теплоснабжения вентиляционных установок.

Настоящий стандарт 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 стандарте использованы нормативные ссылки на следующие документы:

СП 50.13330 «СНиП 23-02—2003 Тепловая защита зданий»

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

СП 61.13330 «СНиП 41-03—2003 Тепловая изоляция оборудования и трубопроводов»

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

Примечание — При использовании настоящего стандарта целесообразно проверить действие ссылочных стандартов в информационной системе общего пользования — на официальном сайте Федерального агентства по техническому регулированию и метрологии в сети Интернет или по ежегодному информационному указателю «Национальные стандарты», который опубликован по состоянию на 1 января текущего года, и по выпускам ежемесячного информационного указателя «Национальные стандарты» за текущий год. Если заменен ссылочный стандарт, на который дана датированная ссылка, то рекомендуется использовать действующую версию этого стандарта с указанным выше годом утверждения (принятия). Если после утверждения настоящего стандарта в ссылочный стандарт, на который дана датированная ссылка, внесено изменение, затрагивающее положение, на которое дана ссылка, то это положение рекомендуется применять без учета данного изменения. Если ссылочный

Издание официальное

стандарт отменен без замены, то положение, в котором дана ссылка на него, рекомендуется применять в части, не затрагивающей эту ссылку. Сведения о действии сводов правил целесообразно проверить в Федеральном информационном фонде технических регламентов и стандартов.

3 Термины и определения

В настоящем стандарте применены термины по СП 50.13330, СП 60.13330, СП 73.13330.

4 Общие положения

4.1 Энергетическая эффективность инженерных систем характеризуется соотношением полезного эффекта, для целей отопления представляющего собой компенсацию соответствующих тепловых потерь, и затрат энергии, произведенных для реализации такого полезного эффекта.

4.2 По расходу тепловой энергии энергоэффективность систем отопления может быть определена по величине бесполезных тепловых потерь соответствующих инженерных систем.

Дополнительные (избыточные) теплозатраты обусловлены местом прокладки теплопроводов, длиной трасс и теплоизоляционной конструкцией.

Оценка энергетической эффективности системы с точки зрения тепловых затрат на стадии проектирования системы представляет собой оценку дополнительных избыточных теплозатрат.

4.3 Затраты электроэнергии обусловлены в основном применением насосов.

Оценка энергетической эффективности системы с точки зрения потребления электроэнергии основывается на определении необходимой электрической мощности, затрачиваемой насосами на транспортирование и/или подготовку теплоносителя.

Электроэнергия, необходимая для транспортирования и/или 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, осуществляют с помощью формулы

$$Q_{ов} = Q_{ов}^{потр} + Q_{ов}^{доп} = \beta_о Q_о^{потр} + \beta_в Q_в^{потр}, \quad (5.1)$$

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;

$\beta_о$ — 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 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, определяются 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.

Поправочный коэффициент β отражает суммарные дополнительные тепловые потери инженерных систем.

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, $\beta_о$ и $\beta_в$ допускается вводить дополнительный поправочный коэффициент в качестве слагаемого $\beta_{i,В}$, где i — индекс, указывающий на тип характеризуемой инженерной системы.

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 60.13330:2016 дополнительные тепловые потери систем отопления не должны превышать 7 % величины тепловых затрат на системы отопления.

В случае, 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, 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 транспортированием теплоносителя по элементам системы, т. е. электрическую энергию, затрачиваемую насосом, учитывают 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 Важными 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.

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 прибором, вследствие чего увеличиваются разность температуры наружного воздуха и внутренней поверхности стены и, следовательно, тепловые потери через этот участок.

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 пункту 4.6 СП 60.13330.2016 теплопроводы и арматура, прокладываемые в неотапливаемых помещениях, должны быть теплоизолированы. Толщину теплоизоляции следует выбирать из условия ограничения температуры на поверхности тепловой изоляции — не более 40 °С. Выбор толщины изоляции выполняется согласно СП 61.13330.

Если теплопроводы прокладываются в отапливаемых помещениях, то их допускается не изолировать (кроме помещений с детьми дошкольного возраста) и тепловыделения от них не являются потерями теплоты, т. к. согласно пункту 6.2.8 СП 60.13330.2016 теплоотдача от данных труб учитывается в тепловом балансе при выборе отопительных приборов.

С точки зрения повышения энергетической эффективности магистрали и узлы следует располагать непосредственно в отапливаемых помещениях, однако это не всегда целесообразно с точки зрения дизайна помещения и удобства эксплуатации.

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

При выборе отопительных приборов должно выполняться требование пункта 6.2.8 СП 60.13330.2016. 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 провести теплогидравлическую наладку системы, изменив расчетный расход через отопительный прибор. Но вследствие ступенчатости настройки регуляторов и сложности проведения высокоточной наладки системы предполагается наличие избыточных теплопоступлений.

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.

Примечание — 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 проектировщиков, монтажников и наладчиков.

Теплопоступления в помещение являются причиной перегрева помещений. Для жилых и общественных зданий среди таких теплопоступлений стоит отдельно отметить следующие:

- от солнечной радиации;
- электрооборудования (компьютеры, телевизоры, стиральные машины, электроплиты, утюги, пылесосы);
- людей;
- 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 пункту 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, для компенсации которых жильцы здания или персонал открывают окна, осуществляя дополнительный воздухообмен для снижения температуры.

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 не следует относить к энергетической эффективности системы в силу непредсказуемости появления.

Оценка дополнительных потерь тепловой энергии для целей определения энергетической эффективности систем отопления 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, обеспечение работы системы автоматического регулирования и узла подпитки.

Кроме того, в системе могут быть использованы дополнительные смесительные насосы для изменения температурного графика (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 переменный 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 одинаковое значение 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 также потребляет электрическую энергию, но поскольку вероятность работы подпиточного насоса (при его наличии) зависит от ряда случайных факторов, величину потребления в определении энергетической эффективности учитывать не следует.

Для систем отопления, присоединенных по независимой схеме к тепловым сетям, а также для систем с местным теплоснабжением (индивидуальные котлы) электрическая энергия расходуется цир-

куляционным насосами — на перекачку теплоносителя в системе, на систему автоматического регулирования и на узел подпитки.

Циркуляционный насос предназначен для создания 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, наличия запорной и регулирующей арматуры. Чем выше гидравлическое сопротивление системы отопления, тем больше потребление 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 пункту 6.3.10 СП 60.13330.2016 максимальная скорость движения теплоносителя в трубах систем отопления ограничена, а минимальная скорость теплоносителя в трубах ограничивается скоростью витания пузырьков воздуха. Таким образом, минимальная скорость теплоносителя должна быть, м/с, не менее:

0,2 — в вертикальных трубах;

0,1 — 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. при увеличении скорости, потери давления будут считаться избыточными.

5.13 Для обеспечения пропорционального регулирования теплоотдачи отопительных приборов индивидуальными регуляторами необходимо обеспечение определенного значения потери давления на регулирующем устройстве. Таким образом, для систем, где установлены только индивидуальные регуляторы у отопительных приборов, авторитет регулятора должен быть не менее:

0,6 — при применении регулятора с линейной характеристикой;

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

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

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 [автоматические регуляторы перепада давления (АРПД), автоматические регуляторы расхода (АРР), автоматические регуляторы температуры (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 нарушающего регулирование по этажам влияния естественной гравитационной циркуляционной силы в двухтрубных системах также необходимо создавать дополнительные потери давления на регуляторах у отопительного прибора. Значение данной потери давления определяется расчетом из условия, что в расчетном режиме значение естественного циркуляционного давления в малых циркуляционных кольцах должно быть не более 10 % 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-циркуляционными насосами — на повышение давления и перекачку теплоносителя из обратной магистрали системы отопления в подающую, а также на систему автоматического регулирования.

Согласно [3], пункт 4.10, 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.:

$$H_{нас} = H_{со} + 2...3. \quad (5.5)$$

Подачу насоса $G_{нас}$, кг/ч, определяют по формуле

$$G_{нас} = 1{,}1G_{со}u, \quad (5.6)$$

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

u — коэффициент смешения, определяемый по формуле

$$u = \frac{\tau_1 - \tau_{о1}}{\tau_{о1} - \tau_2}, \quad (5.7)$$

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

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

Напор смесительно-циркуляционного насоса определяют по формуле

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

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

Подачу насоса $G_{нас}$, кг/ч, определяют по формуле

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

Если выбирают насос с большим расходом 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 Настоящий стандарт устанавливает метод оценки экономической эффективности конструкции системы отопления с помощью оценки величины дополнительных затрат тепловой и электрической энергии.

6.2 Дополнительные затраты тепловой энергии $Q_{доп}$, Вт, определяют 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 зависимости от номенклатурного шага предприятий-изготовителей, Вт.

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

$$Q_{тр} = \sum_{i} q_{i\,тр} l_{i\,тр}, \tag{6.2}$$

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.

Теплоотдача труб, проложенных в теплоизоляции, определяется расчетом, предложенным предприятием—изготовителем 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.

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

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

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

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

где $Q_{ос}^{ном}$ — номинальная теплоотдача отопительного прибора, Вт;

$G_{оп}$ — расход теплоносителя, протекающего в приборе, кг/ч;

p, n — эмпирические коэффициенты, зависящие от конструкции отопительного прибора (определяются по каталогам предприятий-изготовителей);

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

$$\Delta t = t_{ср} - t_{в} = 0{,}5(\tau_{о1} + \tau_{2}) - t_{в}. \tag{6.5}$$

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

6.6 Согласно пункту 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 $\eta_{тепл}$, %, значение которого должно быть не менее 93 %:

$$\eta_{тепл} = 100\,\frac{Q_{о}^{потр}}{Q_{о}^{потр} + Q_{доп}} \geq 93\ \%, \tag{6.6}$$

где $Q_{о}^{потр}$ — тепловая потребность здания, Вт.

Если условие (6.6) не выполняется, то и 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.

В данном случае можно определить коэффициент $\beta_{о}$ для системы отопления по формуле

$$\beta_{о} = (\beta_{о.А} + \beta_{о.Б}) = \frac{Q_{о}^{потр} + Q_{доп}}{Q_{о}^{потр}}. \tag{6.7}$$

6.7 Поскольку потребление электроэнергии циркуляционными, смесительными и циркуляционно-смесительными насосами напрямую связано с гидравлическими потерями давления в системе отопле-

ния, то энергетическую эффективность с точки зрения потребления электроэнергии следует оценивать коэффициентом $\eta_{эл}$, %, определяемым по формуле

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

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

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

6.8 Необходимые затраты электроэнергии $N_{необх}$, кВт, определяют по формуле:

- для смесительных насосов:

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

- для смесительно-циркуляционных насосов:

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

- для циркуляционных насосов:

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

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

$\Delta P_{необх}$ — 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 Необходимые потери давления $\Delta P_{необх}$, Па, определяют по формуле:

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

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

$\Delta P^{рег}_{необх}$ — 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 необходимую потерю давления в трубах системы $\Delta P^{тр}_{необх}$, Па, определяют по основному циркуляционному кольцу (ОЦК) системы при условии, что диаметр труб и арматуры выбран как ближайший меньший по сортаменту из условия обеспечения минимально допустимой скорости теплоносителя. Диаметр трубных участков $d_{необх}$, мм, исходя из данного условия следует выбирать по формуле

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

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

ρ — плотность воды в зависимости от расчетной температуры на участке, кг/м^3;

$v_{мин}$ — минимально необходимая скорость на участке для обеспечения эффективного воздухоудаления, м/с:

0,2 — в вертикальных трубах;

0,1 — в горизонтальных трубах при соблюдении уклона не менее 0,002 от точки воздухоудаления.

После выбора диаметра трубных участков ОЦК определяют потерю давления по длине и потерю давления на местных сопротивлениях, калибр арматуры и других местных сопротивлений принимают соответствующим $d_{необх}$, а потерю давления на регулирующих устройствах не учитывают.

Минимально необходимую потерю давления в трубах системы $\Delta P^{тр}_{необх}$, Па, определяют как сумму потери давления по длине $\Delta P^{тр}_{дл}$ и на местных сопротивлениях $\Delta P^{тр}_{м.с}$ всех участков ОЦК:

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

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

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

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

При данной конструкции регулируемым участком является все ОЦК, т. е. учитывают потери давления не только до теплового пункта, но и в тепловом пункте, включая потерю в теплообменнике системы или смесительном узле. Авторитет клапана принимают в зависимости от конструкции индивидуального регулятора:

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

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

$$\Delta P^{рег}_{необх} = \sum\Delta P_{и.рег} = 4\Delta P_{рег.уч}. \quad (6.16)$$

При этом за регулируемый участок также принимают все ОЦК, а потерю давления в регуляторах не учитывают;

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

- при этажности до трех этажей:

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

- при этажности от четырех до шести этажей:

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

- при этажности свыше семи 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 в 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

$$\Delta P^{макс}_{и.рег} > \Delta P^{шум}_{и.рег}, \quad (6.19)$$

где $\Delta P^{шум}_{и.рег}$ — перепад давления на клапане, при котором появляется вероятность образования шума (определяется согласно каталогам предприятий — изготовителей регуляторов), Па;

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

Перепад давления $\Delta P^{макс}_{и.рег}$ 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:

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

- для нерегулируемых насосов:

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

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

- для насосов, поддерживающих постоянный перепад давления:

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

- для нерегулируемых насосов:

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

где $l_{\text{ОЦК}}$ — 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 он запроектирован, 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 суммарную необходимую потерю давления во всех регуляторах системы, Па, определяют по формуле

а) для двухтрубных систем:

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

б) для однотрубных проточно-регулируемых систем:

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

в) для однотрубных систем с замыкающим участком:

- при этажности до трех этажей.

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

- при этажности от четырех до шести этажей:

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

- при этажности свыше семи этажей:

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

где N — количество отопительных приборов на стояке, равное числу этажей, шт.

6.14 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 теплоты.

Оценивать необходимость установки регуляторов перед коллектором и необходимые потери давления на индивидуальных регуляторах следует также по аналогии с классическими системами.

6.15 После определения минимально необходимой потери давления на регуляторах $\Delta P^{тр}_{необх}$, Па, рассчитывают минимально необходимую потерю давления в системе $\Delta P_{необх}$, Па, а затем проверяют условия выполнение пункта 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 магистрали 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 пункту 6.2.7 СП 60.13330.2016, то за минимально необходимую величину принимается большая.

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

Сопоставив коэффициент $\eta_{эл}$ с данными таблицы 1, возможно определить класс энергетической эффективности системы с точки зрения потребления электрической энергии.

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 $\eta_{дл}$, %
A	Свыше 70 %
B	70 % — 60 %
C	60 % — 50 %
D	50 % — 40 %
E	Свыше 40 %

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

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

7.1 Положения разделов 5 и 6 также применимы для определения экономической эффективности конструкции системы теплоснабжения вентиляции с помощью оценки величины дополнительных затрат тепловой и электрической энергии.

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

7.3 Теплоотдачу от труб $Q_{тр}$, Вт, определяют как сумму теплоотдачи всех труб различного диаметра, проложенных в помещениях, по формуле

$$Q_{тр} = \sum_{i} q_{i\,тр} l_{i\,тр}, \qquad (7.1)$$

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.

Теплоотдача труб, проложенных в теплоизоляции, определяется расчетом, предложенным предприятием — изготовителем 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 прокладывают 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 $\eta_{тепл}$, %, величина которого не должна быть менее 90 %:

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

где $Q_{тс.в}$ — тепловые потребности здания на вентиляцию, Вт.

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

В данном случае возможно определить коэффициент $\beta_{тс.в}$ для системы теплоснабжения вентиляции по формуле

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

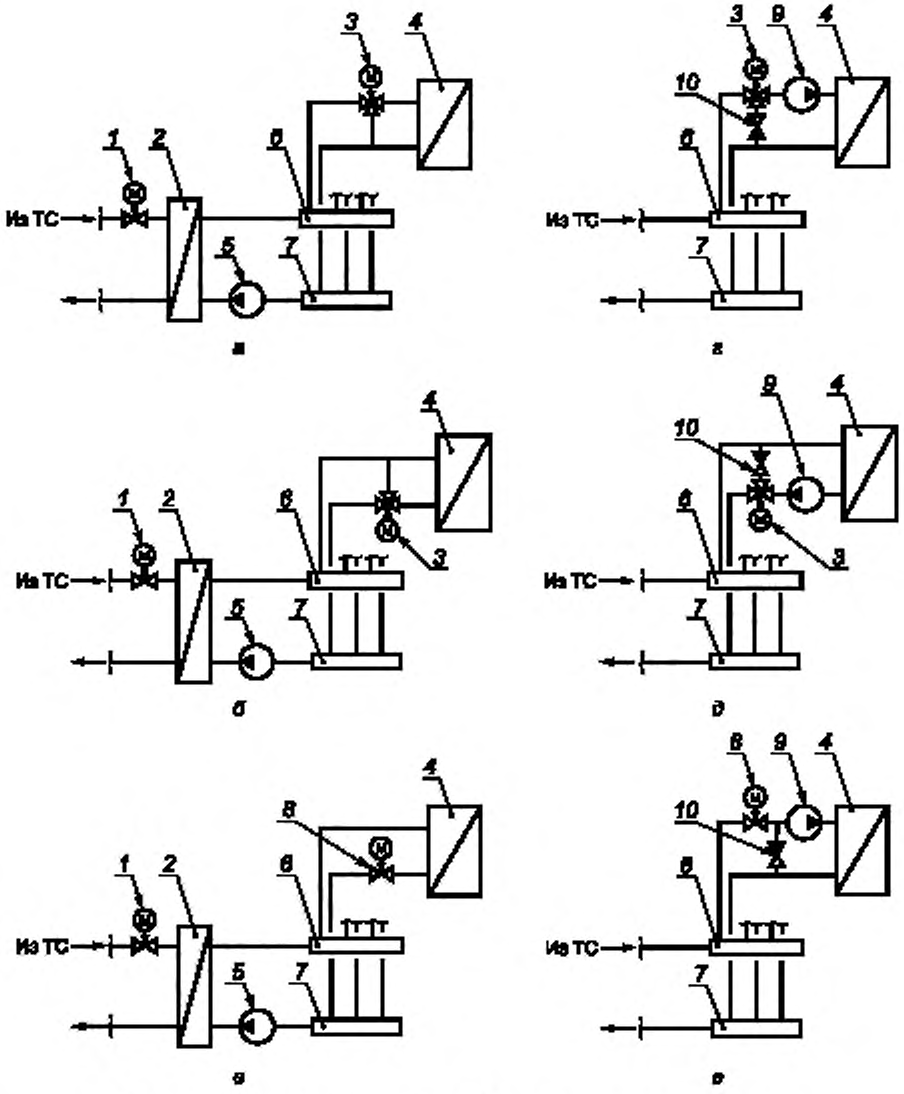
7.5 Поскольку потребление электроэнергии циркуляционными, смесительными и циркуляционно-смесительными насосами напрямую связано с гидравлическими потерями давления в системе теплоснабжения, энергетическую эффективность с точки зрения потребления электроэнергии следует оценивать коэффициентом $\eta_{эл}$,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

$$\eta_{эл} = 100 \frac{N_{необх}}{\sum N_{потр}} \quad (7.4)$$

где $N_{необх}$ — 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. Применяющиеся рациональные схемы приведены на рисунке 1.



а, б, в — при независимом присоединении, *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 сборный коллекторы системы теплоснабжения вентиляции соответственно (могут отсутствовать); *8* — двухходовой регулирующий клапан воздухонагревателя; *9* — смесительно-циркуляционный насос узла обвязки воздухонагревателя; *10* — обратный клапан, ТС — тепловая сеть

Рисунок 1 — Схемы подключения системы внутреннего теплоснабжения вентиляционных установок к тепловой сети

7.7 Для систем с зависимым присоединением к тепловой сети $N_{необх}$, кВт, для каждого узла обвязки определяют 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 воздухоподогревателя, °С.

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

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

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

7.9 Необходимую потерю давления $\Delta P_{необх}$, Па, определяют по формуле

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

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

$\Delta P^{рег}_{необх}$ — 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 $\Delta P^{тр}_{необх}$, Па, определяется при условии, что диаметр труб и арматуры выбран как ближайший меньший по сортаменту из условия обеспечения минимально допустимой скорости теплоносителя. Диаметр трубных участков $d_{необх}$, мм, исходя из данного условия следует выбирать по формуле

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

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, для систем теплоснабжения вентиляции принимаемая равной 0,2 м/с.

После выбора диаметра трубных участков определяют потерю давления по длине и потерю давления на местных сопротивлениях (включая потерю давления в самом воздухонагревателе), принимая калибр арматуры и других местных сопротивлений согласно $d_{необх}$, а потеря давления на регулирующих устройствах не учитывается.

Минимально необходимую потерю давления в трубах системы $\Delta P^{тр}_{необх}$, Па, определяют как сумму потерь давления по длине $\Delta P^{тр}_{дл}$ и на местных сопротивлениях $\Delta P^{тр}_{м.с}$ всех участков.

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

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, необходимо создавать в них значительную потерю давления. Таким образом, минимально необходимая потеря давления на индивидуальном регуляторе, Па, зависит от потери давления в трубных участках системы $\Delta P_{рег.уч}$, Па:

$$\Delta P_{необх}^{рег} = 2{,}4\Delta P_{рег.уч} \ . \qquad (7.11)$$

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

Сопоставив коэффициент $\eta_{эл}$ с данными таблицы 2, возможно определить класс энергетической эффективности системы с точки зрения потребления электрической энергии.

Таблица 2 — Классификация систем вентиляции по энергетической эффективности с точки зрения потребления электрической энергии

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

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

Библиография

[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 декабря 2009 г. № 384-ФЗ «Технический регламент о безопасности зданий и сооружений»

[3] Свод правил по проектированию и строительству
СП 41-101—95 Проектирование тепловых пунктов

УДК 692+697.1+697.9:006.354 ОКС 91.140.01

Ключевые слова: системы отопления, энергетическая эффективность, тепловые потери, тепловые затраты, насосы

Редактор *Н.Н. Кузьмина*
Технический редактор *И.Е. Черепкова*
Корректор *О.В. Лазарева*
Компьютерная верстка *М.В. Лебедевой*

Сдано в набор 20.11.2020. Подписано в печать 15.12.2020. Формат 60×84⅛. Гарнитура Ариал.
Усл. печ. л. 2,79. Уч.-изд. л. 2,40.

Подготовлено на основе электронной версии, предоставленной разработчиком стандарта

Создано в единичном исполнении во ФГУП «СТАНДАРТИНФОРМ»
для комплектования Федерального информационного фонда стандартов,
117418 Москва, Нахимовский пр-т, д. 31, к. 2.
www.gostinfo.ru gost.e-ecolog.ru

gost.e-ecolog.ru