

**Н. Н. Гладышев
О. А. Долженко**

**ИННОВАЦИОННЫЕ ТЕХНОЛОГИИ
ИСПОЛЬЗОВАНИЯ ТЕПЛОЙ
И ЭЛЕКТРИЧЕСКОЙ ЭНЕРГИИ
СПОСОБЫ ПОВЫШЕНИЯ ЭФФЕКТИВНОСТИ
СИСТЕМ ЦЕНТРАЛИЗОВАННОГО
ТЕПЛОСНАБЖЕНИЯ ЖКХ**

Учебное пособие

**Санкт-Петербург
2025**

Министерство науки и высшего образования Российской Федерации
ФЕДЕРАЛЬНОЕ ГОСУДАРСТВЕННОЕ БЮДЖЕТНОЕ ОБРАЗОВАТЕЛЬНОЕ УЧРЕЖДЕНИЕ ВЫСШЕГО ОБРАЗОВАНИЯ
«Санкт-Петербургский государственный университет
промышленных технологий и дизайна»
Высшая школа технологии и энергетики

Н. Н. Гладышев
О. А. Долженко

**ИННОВАЦИОННЫЕ ТЕХНОЛОГИИ
ИСПОЛЬЗОВАНИЯ ТЕПЛОВОЙ
И ЭЛЕКТРИЧЕСКОЙ ЭНЕРГИИ
СПОСОБЫ ПОВЫШЕНИЯ ЭФФЕКТИВНОСТИ
СИСТЕМ ЦЕНТРАЛИЗОВАННОГО
ТЕПЛОСНАБЖЕНИЯ ЖКХ**

Учебное пособие

Утверждено Редакционно-издательским советом ВШТЭ СПбГУПТД

Санкт-Петербург
2025

УДК 658.264 (075)

ББК 31.38я7

Г 523

Рецензенты:

доктор технических наук, профессор кафедры энергетических установок (неядерных)
ВУНЦ ВМФ «Военно-морская академия»

В. В. Барановский;

доктор технических наук, профессор кафедры промышленной теплоэнергетики
Высшей школы технологии и энергетики Санкт-Петербургского государственного
университета промышленных технологий и дизайна

В. А. Суслов

Гладышев, Н. Н.

Г 523 Инновационные технологии использования тепловой и электрической энергии. Способы повышения эффективности систем централизованного теплоснабжения ЖКХ: учебное пособие / Н. Н. Гладышев, О. А. Долженко. — СПб.: ВШТЭ СПбГУПТД, 2025. — 141 с.

ISBN 978-5-91646-432-0

Учебное пособие соответствует программам и учебным планам дисциплин «Инновационные технологии использования тепловой и электрической энергии», «Источники тепловой и электрической энергии» для студентов, обучающихся по направлению подготовки 13.03.01 «Теплоэнергетика и теплотехника», профиль «Промышленная теплоэнергетика». В учебном пособии представлены результаты анализа работы системы централизованного теплоснабжения с указанием основных причин, снижающих их эффективность и повышающих расход потребляемого топлива.

Предлагаемые системы водо-воздушного отопления при использовании комбинированной энергии (электрической и тепловой) позволяют снизить расход потребляемого топлива на 15–20 %. Таким образом доказывается высокая эффективность не только комбинированного производства, но и комбинированного потребления электрической и тепловой энергии в системах теплоснабжения ЖКХ.

Учебное пособие предназначено для подготовки магистров очной и заочной форм обучения.

УДК 658.264 (075)

ББК 31.38я7

ISBN 978-5-91646-432-0

© ВШТЭ СПбГУПТД, 2025

© Гладышев Н. Н., Долженко О. А., 2025

ОГЛАВЛЕНИЕ

ВВЕДЕНИЕ	5
ГЛАВА 1. ТЕПЛОВАЯ ЭНЕРГИЯ, ЭКСЕРГИЯ И АНЕРГИЯ ТЕПЛОТЫ, ТЕПЛОВАЯ РАБОТА.....	9
Контрольные вопросы	15
ГЛАВА 2. ПРОИЗВОДСТВО ЭЛЕКТРИЧЕСКОЙ И ТЕПЛОВОЙ ЭНЕРГИИ НА ПАРОТУРБИННОЙ ТЭС И ТЭЦ	16
Контрольные вопросы	25
ГЛАВА 3. ПРОИЗВОДСТВО ТЕПЛОВОЙ ЭНЕРГИИ В ВОДОГРЕЙНОМ КОТЛЕ	26
Контрольные вопросы	33
ГЛАВА 4. ТЕПЛОВЫЕ НАГРУЗКИ И РЕЖИМЫ ОТОПЛЕНИЯ ЗДАНИЙ ...	34
Контрольные вопросы	41
ГЛАВА 5. ЭФФЕКТИВНОСТЬ СИСТЕМ ЦЕНТРАЛИЗОВАННОГО ТЕПЛОСНАБЖЕНИЯ	42
Контрольные вопросы	45
ГЛАВА 6. ЭФФЕКТИВНОСТЬ ТРАНСПОРТА ТЕПЛОВОЙ ЭНЕРГИИ	46
Контрольные вопросы	52
ГЛАВА 7. ЭФФЕКТИВНОСТЬ РЕГУЛИРОВАНИЯ ТЕПЛОВОЙ НАГРУЗКИ В СИСТЕМАХ ЦЕНТРАЛИЗОВАННОГО И ДЕЦЕНТРАЛИЗОВАННОГО ТЕПЛОСНАБЖЕНИЯ	53
Контрольные вопросы	62
ГЛАВА 8. ЭФФЕКТИВНОСТЬ ВЕНТИЛЯЦИИ ОТАПЛИВАЕМЫХ ПОМЕЩЕНИЙ	63
Контрольные вопросы	72
ГЛАВА 9. СИСТЕМЫ ВОДО-ВОЗДУШНОГО ОТОПЛЕНИЯ КВАРТИР В СОВРЕМЕННЫХ ЖИЛЫХ ЗДАНИЯХ.....	73
9.1. Водо-воздушное отопление с использованием тепловых насосов.....	75
Контрольные вопросы	80
ГЛАВА 10. ПРИМЕНЕНИЕ ТЕПЛОВЫХ НАСОСОВ В ЗАГОРОДНЫХ И МНОГОКВАРТИРНЫХ ДОМАХ ПРИ ЦЕНТРАЛИЗОВАННОМ ТЕПЛОСНАБЖЕНИИ	81
10.1. Включение теплового насоса в схему ИТП в закрытой системе теплоснабжения и независимым присоединением отопительных приборов.....	86
Контрольные вопросы	90

ГЛАВА 11. ПОВЫШЕНИЕ ЭНЕРГЕТИЧЕСКОЙ ЭФФЕКТИВНОСТИ СТРОИТЕЛЬНЫХ КОНСТРУКЦИЙ ЗДАНИЙ	91
11.1. Способы снижения тепловых потерь через окна.....	92
11.2. Применение электроподогреваемых стекол в качестве теплозащитных экранов	99
11.3. Снижение тепловых потерь через стены, пол и потолок.....	103
Контрольные вопросы	105
ГЛАВА 12. ВЫБОР ИСТОЧНИКА ЭНЕРГОСНАБЖЕНИЯ ПРИ ИСПОЛЬЗОВАНИИ КОМБИНИРОВАННОЙ ЭНЕРГИИ В СИСТЕМАХ ВОДО-ВОЗДУШНОГО ОТОПЛЕНИЯ	106
Контрольные вопросы	111
ГЛАВА 13. ПРАКТИКО-ОРИЕНТИРОВАННОЕ ЗАДАНИЕ	112
Контрольные вопросы	137
ЗАКЛЮЧЕНИЕ.....	138
БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК.....	139

ВВЕДЕНИЕ

Территория России расположена в основном в климатической зоне с умеренной и низкой среднегодовой температурой. Отопительный период в большинстве населенных пунктов продолжается с октября по май и требует затрат огромного количества топливных ресурсов.

Системы теплоснабжения в РФ можно отнести к самому значимому и энергоемкому сектору экономики, в котором потребляется примерно от 40 до 50 % используемых в стране энергоресурсов. Следовательно, задача повышения эффективности экономики не может быть решена без повышения энергоэффективности систем теплоснабжения.

Созданные в России системы теплоснабжения отличаются самой высокой степенью централизации, в которых к одному источнику тепловой энергии подключено значительное количество отапливаемых домов. Такие системы теплоснабжения представляют сложные гидравлические схемы с многокилометровыми разветвленными трубопроводами, по которым эффективно распределить тепловую энергию по многочисленным потребителям весьма затруднительно.

Причина появления таких систем объясняется необходимостью утилизации низкотемпературной теплоты, отводимой из конденсаторов паротурбинных тепловых электрических станций (ТЭС), вводимых в строй в начале прошлого века. Так как электрическая мощность современных тепловых электростанций достигает значительных величин, то и количество образуемой и утилизируемой теплоты также велико, что и потребовало создания именно систем централизованного теплоснабжения (СЦТ) с источником в виде теплоэлектроцентрали (ТЭЦ). Генеральные планы развития инженерной инфраструктуры города разрабатывались исходя из того, что ТЭЦ, оснащенные дорогим энергетическим оборудованием, должны покрывать только 40–50 % базовой тепловой нагрузки. Остальную часть должны покрывать пиковые теплофикационные водогрейные котельные с котлами ПТВМ [4, 18].

Однако из-за быстрого роста строительства, опережавшего ввод энергетических мощностей, подавляющая часть районных водогрейных котельных, предназначенных для работы в пиковом режиме совместно с ТЭЦ, фактически стала работать круглогодично раздельно от ТЭЦ, а большинство городских ТЭЦ вынужденно эксплуатироваться по отопительному графику.

Суммарная выработка тепловой энергии на нужды теплоснабжения в стране составляет примерно 1,9 млрд МВт. С помощью централизованных систем теплоснабжения тепловой энергией обеспечиваются порядка 70 % всех потребителей в стране, причем выработка тепловой энергии осуществляется в основном на водогрейных котельных (примерно 70 %), и только 30 % вырабатывается на ТЭЦ на базе когенерации [23, 24].

По данным, приведенным в работе Салихова А. А., в составе источников тепловой энергии действуют более 500 ТЭЦ, около 750 котельных мощностью свыше 100 МВт, около 3 000 котельных мощностью от 20 до 100 МВт, около

15 000 котельных мощностью от 3 до 20 МВт; более 50 000 котельных мощностью до 3 МВт, а также более 12 млн индивидуальных тепловых установок. Теплота от этих источников передается по тепловым сетям протяженностью более 200 тыс. км в двухтрубном исполнении [23].

Рассматривая систему централизованного теплоснабжения ЖКХ в виде трех основных частей, а именно источников, тепловых сетей и зданий с системами отопления, можно видеть, что самыми неэффективными частями являются тепловые сети и системы теплопотребления в виде отапливаемых зданий. Подача тепловой энергии производится по завышенным нормам, что позволяет регулировать температуру воздушной среды в помещениях самым неэффективным способом путем открывания окон или форточек. Регулирование отпускаемой от источника тепловой нагрузки, а также ограничение подачи теплоносителя в системы отопления, осуществляемого в индивидуальных тепловых пунктах (ИТП) с помощью приборов погодного регулирования, производится по температуре наружного, а не внутреннего воздуха.

В созданных в РФ централизованных системах теплоснабжения ЖКХ фактическое потребление тепловой энергии в системах отопления в несколько раз выше, чем в ряде зарубежных стран, находящихся примерно в одинаковых климатических условиях. Сложившаяся ситуация частично объясняется физической изношенностью и применением устаревшего основного оборудования, на модернизацию которого затрачиваются миллиарды бюджетных денег.

Основным топливом для водогрейных котельных, а также ТЭЦ и ТЭС в крупных городах и населенных пунктах является природный газ. Сегодня потребности в природном газе обеспечены на 50–70 лет. Рост добычи газа, наблюдающийся в последние годы, компенсируется открытием новых месторождений, что сглаживает вопрос о дефиците органического топлива. Однако на вопрос об эффективности использования такого ценного вида топлива, как газ, дать утвердительный ответ не представляется возможным. Нельзя не согласиться с авторами многих работ, утверждающих, что в водогрейных котельных, допускающих использование любого топлива вплоть до бытовых отходов, сжигать газообразное топливо нецелесообразно. Газ является идеальным топливом для стационарных газотурбинных и газопоршневых установок.

Эффект от комбинированного производства тепловой и электрической энергии на ТЭЦ в значительной степени снижается за счет потерь теплоты при транспортировке и распределении теплоносителя, а также в системах теплопотребления зданий и сооружений.

В последние годы в стране введены в эксплуатацию ряд современных ТЭЦ, работающих по парогазовому циклу (ТЭЦ ПГУ), обладающих самой высокой эффективностью производства электрической энергии. Электрический КПД таких источников достигает 55 % и выше. В таких источниках при относительном снижении производства тепловой энергии значительно возрастает производство электрической энергии, которая практически не применяется в современных системах отопления зданий. В то же время для

ликвидации возникающего дисбаланса тепловой энергии вводятся в строй дополнительные водогрейные котельные без производства электрической энергии в них. В Санкт-Петербурге дело дошло до того, что рассматриваются предложения по переоборудованию некоторых паротурбинных ТЭЦ в отопительные водогрейные котельные.

О проблеме коммунальной энергетики можно судить по цифрам, характеризующих работу системы централизованного теплоснабжения города Санкт-Петербург, обеспечивающей теплом более 77 % населения города. Совокупная протяженность теплопроводов города составляет более 9,5 тыс. км.

В настоящее время в замене нуждается 46 % тепловых сетей. Ежегодно в Санкт-Петербурге на производство тепловой энергии расходуется 6,7 млн тонн условного топлива. Потери тепловой энергии составили 4,9 млн Гкал. В течение года на источниках теплоснабжения и тепловых сетях фиксируются многочисленные аварии.

По данным приведенным «Управлением Федеральной службы государственной статистики по г. Санкт-Петербургу» средние значения потерь тепловой энергии составляют 4,65 миллиона Гкал в год. Чтобы понять масштабы этих потерь, выразим данные потери в топливе для покрытия этих потерь. В Санкт-Петербурге основным топливом является природный газ, при сжигании одного кубического метра газа выделяется около 8000 ккал. Следовательно, мы можем видеть, что суммарный объем утраченного газа составит 581,25 млн м³ в год. При стоимости газа в 2024 г. в РФ за 1000 м³ – 5 208 руб. Суммарный ущерб от непроизводительного потребления газа составит более 3 млрд руб. в год.

Однако несмотря на столь внушительные непроизводительные затраты топлива, технически значимой модернизации систем централизованного теплоснабжения с переходом на системы с использованием элементов децентрализованного теплоснабжения не происходит. Почему? Укажем две основные причины, которые свидетельствуют о необходимости сохранения централизованного теплоснабжения:

1 причина заключается в том, что более 60 % электрической энергии в РФ вырабатывается на тепловых электростанциях, а утилизация неизбежно образуемого теплового отхода на таких источниках может быть реализована только в системах централизованного теплоснабжения;

2 причина заключается в том, что объединение теплопроводов в единую тепловую сеть, наполняемую тепловой энергией различными источниками (котельными и ТЭЦ), повышает надежность теплоснабжения крупных жилых районов. Так в случае разрыва трубопровода в каком-либо месте, тепловые нагрузки могут быть в течение короткого времени переключены на другие источники теплоснабжения, что не требует создания значительных резервов тепловой мощности на них.

В данной работе рассматриваются различные способы повышения эффективности различных элементов систем централизованного теплоснабжения. Основное внимание уделено системам отопления зданий, которые предлагается перевести с водяного на водо-воздушное отопление,

основанное на потреблении комбинированной, т. е. тепловой и электрической энергии.

Внедрение новых ресурсосберегающих технологий в системы теплоснабжения требует значительных финансовых затрат и сдерживается отсутствием экономических стимулов у теплоснабжающих организаций в экономии относительно недорогого топлива. В снижении расхода потребляемого топлива заинтересованы только потребители тепловой энергии, исправно оплачивающие сверхнормативные потери.

На этапе предварительного выбора варианта модернизации теплоснабжения рекомендуется использовать расчетное значение КПД отапливаемого здания, подключенного к системе централизованного теплоснабжения или расход потребляемого топлива, затрачиваемого на производство энергии, потребляемой системами отопления данного здания, с учетом показателей эффективности самого здания, транспортных коммуникаций и источника энергии.

ГЛАВА 1. ТЕПЛОВАЯ ЭНЕРГИЯ, ЭКСЕРГИЯ И АНЕРГИЯ ТЕПЛОТЫ, ТЕПЛОВАЯ РАБОТА

Энергия – это способность тела или системы тел совершать работу. Энергию разделяют на первичную (солнечная энергия, ветровые потоки, движение воды, энергия топлива, энергия земных недр, радиоактивные излучения и т. д.) и вторичную, вырабатываемую за счет первичной в различных источниках энергоснабжения.

Под энергией понимают различные формы движения материи. В зависимости от формы движения материи энергию подразделяют на тепловую, внутреннюю, механическую, электрическую, химическую, ядерную и др. [15].

Тепловая энергия, или теплота тела – это энергия беспорядочного и упорядоченного движения микрочастиц. Мерой такого движения является температура тела, из чего следует, что чем выше температура данного тела, тем большей тепловой энергией оно располагает.

Внутренняя энергия тела складывается из энергии поступательного и вращательного движения молекул, составляющих тело, внутримолекулярных колебаний, потенциальной энергии сцепления между молекулами, внутримолекулярной, внутриатомной и внутриядерной энергии.

Все виды энергии обладают способностью преобразовываться в другие виды, причем при переходе одного вида в другой ее суммарное количество остается неизменным. Это свойство энергии формулируется как основной закон природы – **закон сохранения и превращения энергии**, открытый М. В. Ломоносовым.

Одним из выражений закона сохранения энергии является **первый закон термодинамики**, согласно которому считается, что тепловая энергия может преобразовываться только посредством актов производства работы и теплообмена между взаимодействующими подсистемами с различными энергоносителями. Такие акты принято называть энергетическим обменом.

Опираясь на данный закон, полагают, что теплота, передаваемая любым энергоносителем нагреваемой среде в процессе, протекающем при постоянном давлении в условиях отсутствия теплообмена с окружающей средой, остается неизменной [20].

Здесь уместно сослаться на точку зрения Ф. Энгельса о содержании понятия «работа», которая рассматривалась им как изменение формы движения с количественной стороны. Последовательно используя данное представление о работе, следовало бы акт теплообмена рассматривать с позиции совершения тепловой работы.

Запас полной энергии, переносимый потоком энергоносителя определяется как сумма его энтальпии, кинетической и потенциальной энергии

$$h + \frac{c^2}{2} + gZ(P). \quad (1.1)$$

Как видно из суммы представленных величин, энергия потока энергоносителя в состоянии равновесия с окружающей средой при P_{oc} и температуре T_{oc} на уровне $Z = 0$ при перемещении с пренебрежимо малой

скоростью $C = 0$ относительно окружающей среды определяется величиной его энтальпии h .

Поэтому энтальпию можно рассматривать в качестве основной количественной меры тепловой энергии, переносимой различными энергоносителями.

Аналитическое выражение первого закона термодинамики может быть записано в следующем виде:

$$q = \Delta u + l = u_2 - u_1 + \int_{v_1}^{v_2} P \cdot dv, \quad (1.2)$$

где q – теплота, участвующая в процессе преобразования энергии;

$\Delta u = u_2 - u_1$ – изменение внутренней энергии;

$\int_{v_1}^{v_2} P \cdot dv$ – работа изменения объема (работа расширения).

Для изобарного процесса нагревания рабочего тела представленное уравнение первого закона термодинамики принимает следующий вид:

$$\begin{aligned} q &= u_2 - u_1 + P \int_{v_1}^{v_2} \cdot dv = u_2 - u_1 + P(v_2 - v_1) = \\ &= (u_2 + Pv_2) - (u_1 + Pv_1) = h_2 - h_1, \end{aligned} \quad (1.3)$$

где h_2, h_1 – конечное и начальное значения энтальпии энергоносителя.

$$h = u + Pv. \quad (1.4)$$

Как видно из представленных соотношений, вся подводимая теплота расходуется на изменение энтальпии энергоносителя.

Согласно определению теплоемкости

$$dq = C_p dT = C_p dt \text{ и } q = C_p(T_2 - T_1) = C_p(t_2 - t_1), \quad (1.5)$$

поэтому

$$dh = C_p dT = C_p dt \text{ и} \quad (1.6)$$

$$h_2 - h_1 = C_p(T_2 - T_1) = C_p(t_2 - t_1). \quad (1.7)$$

При известном расходе энергоносителя $G_{\text{эн}}$ количество получаемой им от других энергоисточников тепловой энергии определяется по уравнению:

$$Q = G_{\text{эн}}(h_2 - h_1) = G_{\text{эн}}C_p(T_2 - T_1). \quad (1.8)$$

Количество тепловой энергии, переносимой энергоносителем, расход которого равен $G_{\text{эн}}$, определяется следующим образом:

$$Q_{\text{эн}} = G_{\text{эн}} \cdot h. \quad (1.9)$$

По первому закону невозможны термодинамические процессы, в которых производилась бы или уничтожалась энергия, поскольку возможно лишь преобразование одних форм энергии в другие. Для этих энергетических преобразований всегда справедливы балансовые уравнения закона сохранения энергии. Однако из таких уравнений не следует, возможно ли вообще то или иное преобразование энергии и не ясны ограничения в направлении протекания термодинамических процессов, входящих в состав термодинамических циклов или круговых процессов. На это дает ответ **второй закон термодинамики** и вытекающий из него метод **эксергетического анализа**, обобщающий данные о направлении протекания термодинамических процессов [1].

Термин эксергия, предложенный З. Рантом в 1953 г. для обозначения неограниченно превратимых форм энергии, стал широко использоваться в термодинамике с 1966 г.

Было установлено, что для всех форм энергии справедливо следующее обобщенное соотношение:

$$\text{Энергия} = \text{Эксергия} + \text{Анергия}. \quad (1.10)$$

Используя данное обобщенное соотношение и переходя к теплоте, переносимой потоком энергоносителя, величину эксергии теплового потока целесообразно представлять как часть теплоты, которую можно превратить в любую другую форму энергии, а значит, и в тепловую работу. Анергия теплового потока – это энергия, которая не может быть преобразована в тепловую работу.

Эксергетический анализ позволяет оценивать качество теплоты величиной работоспособной энергии, содержащейся в тепловом потоке энергоносителя, способной совершить тепловую работу. Таким образом, основная задача при проведении процессов преобразования теплоты заключается в получении максимальной полезной тепловой работы.

Обозначая эксергию теплоты как E , а ее анергию – символом A , обобщенное соотношение (1.10) можно записать в следующем виде:

$$Q = E + A. \quad (1.11)$$

Переходя к удельным величинам, уравнение (1.11) можно записать

$$q = e + a. \quad (1.12)$$

Профессор Казаков В. Г. в работе [17] при анализе тепловых процессов определяет эксергию теплоты как максимально возможную работу, совершаемую при обратимом адиабатном переходе потока энергоносителя из данного состояния в состояние термического равновесия с окружающей средой, т. е. при снижении температуры энергоносителя до температуры окружающей среды.

Температура окружающей среды (T_{oc}) является тем естественным барьером, через который невозможно переступить как в процессах теплообмена, так и в процессах совершения рабочим телом механической работы в тепловых двигателях.

Для того чтобы ответить на вопрос, в каком количественном соотношении находится работоспособная и неработоспособная энергия в тепловом потоке энергоносителя, рассмотрим изобарный процесс нагревания произвольного рабочего тела, представленный в T - S -диаграмме на рис. 1.1.

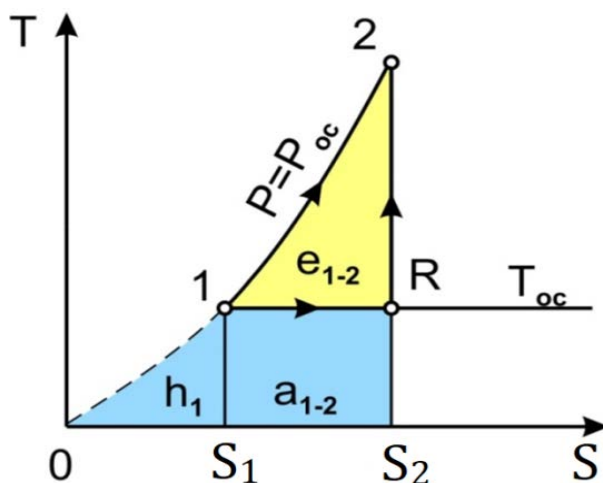


Рисунок 1.1 – Изобарный процесс повышения температуры продуктов сгорания в T - S -диаграмме

Изобарный процесс повышения температуры рабочего тела изображается в виде отрезка экспоненциальной кривой 1-2, описываемой уравнением:

$$S = \int_{T_{oc}}^T C_{pp} \cdot \frac{dT}{T}, \quad (1.13)$$

где C_{pp} – теплоемкость продуктов сгорания.

Площадь под линией процесса 1-2, ограниченная точками 1-2- S_2 - S_1 -1, соответствует теплоте q , подводимой к рабочему телу. Величина данной теплоты может быть рассчитана по уравнению (1.8).

Если из точки «1» провести изотерму, равную температуре окружающей среды T_{oc} , то, как видно из T - S -диаграммы, она разделит площадь, характеризующую величину подводимой к рабочему телу теплоты q на две части.

Площадь треугольника, ограниченная точками 1-2-R-1, соответствует величине работоспособной части подводимой теплоты, т. е. ее эксергии (e), а площадь прямоугольника, ограниченная точками 0-1-R- S_2 -0, соответствует неработоспособной части подводимой теплоты или ее анергии (a).

Величины эксергии и анергии теплового потока рабочего тела могут быть определены по следующим формулам:

$$a = T_{oc}(S_2 - S_1), \quad (1.14)$$

где S_2, S_1 – энтропия рабочего тела в точках 2 и 1;

$$e = q - a = h_2 - h_1 - T_{oc}(S_2 - S_1). \quad (1.15)$$

Точка «R», лежащая на пересечении изотермы T_{oc} и изоэнтропы $S_2 = const$, проходящей через точку 2, определяет состояние термического равновесия рабочего тела и окружающей среды.

Из приведенных уравнений следует, что работоспособная часть теплоты, переносимой потоком энергоносителя, будет определяться величиной превышения температуры энергоносителя над температурой окружающей среды [4].

Представляет интерес сравнение эксергии широко используемых энергоносителей, вырабатываемых в источниках энергоснабжения при сжигании одного и того же количества органического топлива, но имеющих различную начальную температуру. К числу таких энергоносителей можно отнести:

- газообразные продукты сгорания, получаемые в топках котлов, имеющие температуру $\sim 1600 \div 1800$ °C;
- газообразные продукты сгорания, используемые в качестве рабочего тела в газотурбинных установках при температуре 1200 °C;
- перегретый пар высокого давления с температурой ~ 570 °C;
- перегретый пар низкого давления с температурой ~ 250 °C;
- сетевая вода, используемая в системах теплоснабжения с температурой $\sim 130 \div 150$ °C.

При сжигании одного и того же количества топлива в теплогенерирующих устройствах с одинаковым КПД ($\eta_{\text{тг}}$) количество теплоты, передаваемой данным энергоносителям, будет также одинаковым, как это видно из нижеприведенной формулы и показано на диаграмме, представленной на рис. 1.2а:

$$B_{\text{т}} Q_{\text{р}}^{\text{н}} \eta_{\text{тг}} = Q_{\text{прсг}} = Q_{\text{г}} = Q_{\text{п}}^{\text{ВД}} = Q_{\text{п}}^{\text{НД}} = Q_{\text{св}}, \quad (1.16)$$

где $B_{\text{т}}$ – расход топлива;

$Q_{\text{р}}^{\text{н}}$ – теплотворная способность топлива;

$\eta_{\text{тг}}$ – КПД теплогенерирующего устройства;

$Q_{\text{прсг}}$ – теплота, содержащаяся в продуктах сгорания при температуре в топке энергетического котла;

$Q_{\text{г}}$ – теплота, передаваемая и переносимая газообразными продуктами сгорания, с температурой рабочего тела на входе в газовую турбину;

$Q_{\text{п}}^{\text{ВД}}$ – теплота, передаваемая и переносимая потоком пара высокого давления;

$Q_{\text{п}}^{\text{НД}}$ – теплота, передаваемая потоку пара низкого давления;

$Q_{\text{св}}$ – теплота, передаваемая потоку сетевой воды, используемая в системах теплоснабжения.

Однако, как видно из диаграммы на рис. 1.2б, количество эксергии, или работоспособной энергии, соответствующей площади прямоугольника, располагаемого над изотермой $T_{\text{ос}}$, снижается, вплоть до полного исчезновения при снижении температуры энергоносителя до температуры окружающей среды. Площадь прямоугольника, располагаемая ниже изотермы $T_{\text{ос}}$, соответствует неработоспособной энергии или анергии энергоносителя.

Меньше всего эксергии, или работоспособной энергии, в теплоте, переносимой потоком сетевой воды. Следует отметить, что снижение температуры энергоносителя приводит к увеличению его расхода при общем снижении эксергии и увеличению анергии в нем.

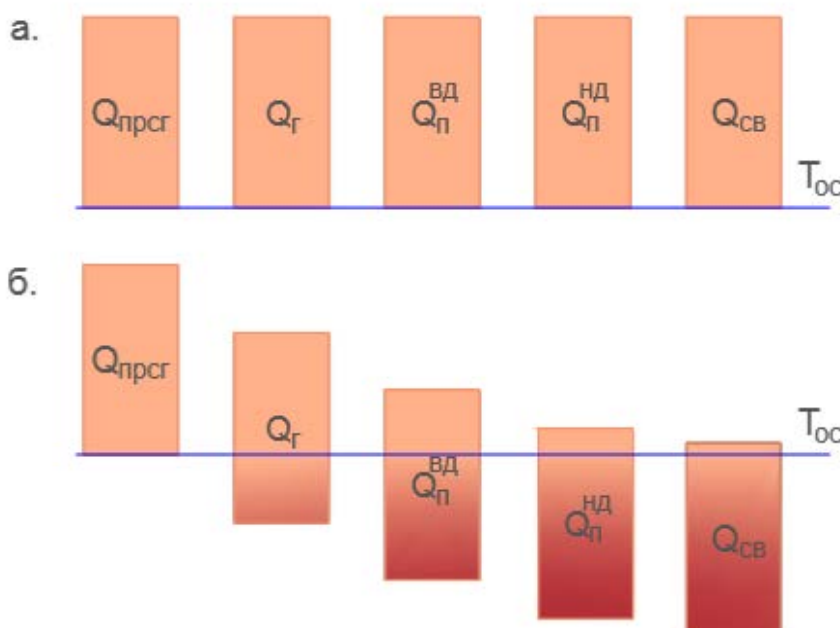


Рисунок 1.2 – Сравнительная диаграмма качества тепловой энергии, переносимой различными энергоносителями:

а – количество тепловой энергии; б – качество тепловой энергии

Остается выяснить, какая часть тепловой энергии сжигаемого топлива и при реализации каких процессов преобразуется в эксергию и анергию потока энергоносителя, а также какую роль играют эксергетическая и анергетическая части теплоты в процессах теплообмена. Понимая, что во всяком теплообменном устройстве количество теплоты, отдаваемой греющей средой, равно тому, которое получает нагреваемая среда (при отсутствии потерь).

Для этого изобарный процесс 1-2 подвода теплоты q к рабочему телу (см. рис. 1.1) представим в виде двух последовательных процессов 1-R и R-2. В процессе 1-R подводимая теплота расходуется на совершение работы расширения l_{1-R} при постоянной температуре (изотермический процесс), а в процессе R-2 подводимая теплота, как необходимая энергия, затрачивается на совершение изэнтропийной работы сжатия l_{R-2} :

$$q = l_{1-R} + l_{R-2}. \quad (1.17)$$

Теплота, подводимая в изотермическом процессе и затрачиваемая на совершение работы l_{1-R} , не изменяет температуру нагреваемого энергоносителя, а лишь пополняет запас неработоспособной энергии или анергии, увеличивая его на величину a_{1-2} :

$$l_{1-R} = a_{1-2} = T_{oc}(S_2 - S_1). \quad (1.18)$$

Как видно из представленного равенства, подводимая теплота приводит к увеличению энтропии потока и поэтому представляет ее энтропийную часть.

Работа сжатия l_{R-2} , совершаемая в изэнтропийном процессе R-2, определяет безэнтропийную часть подводимой теплоты, затрачиваемую исключительно на увеличение внутренней энергии и эксергии потока нагреваемого энергоносителя, а значит, на увеличение его температуры. Следует еще раз подчеркнуть, что при реализации именно этого процесса достигается поставленная цель – увеличение температуры нагреваемого энергоносителя (рабочего тела).

Совершаемую в изэнтропийном процессе работу целесообразно называть тепловой работой и обозначать как $l_{тр}$ ($l_{тр} = l_{R-2}$), понимая, что в процессах сжатия эта работа совершается над энергоносителем или рабочим телом, а в процессах расширения эту работу совершает энергоноситель или рабочее тело.

Если начальная температура нагреваемого рабочего тела равнялась температуре окружающей среды, то, согласно первому закону термодинамики, тепловая работа, затрачиваемая на увеличение внутренней энергии, будет соответствовать эксергетической части теплового потока энергоносителя и может рассчитываться по следующей формуле:

$$l_{тр} = \Delta u = e_2 = c_v(T_2 - T_R) = h_2 - h_1 - T_{oc}(S_2 - S_1). \quad (1.19)$$

Таким образом, параметрами, характеризующими качество энергоносителя или рабочего тела в состоянии, определяемом точкой 2 на T - S -диаграмме (см. рис. 1.1) являются:

- энтальпия h_2 – характеризующая запас тепловой энергии энергоносителя или рабочего тела;

$$h_2 = e_2 + a_2; \quad (1.20)$$

- эксергия e_2 – величина, характеризующая работоспособную энергию энергоносителя или рабочего тела. Данная величина определяет максимальную

тепловую работу $l_{трmax}$, которую может совершить рабочее тело в процессе изоэнтروпийного перехода из данного состояния в термически равновесное состояние с окружающей средой;

- анергия a_2 – неработоспособная часть тепловой энергии энергоносителя, определяемая температурой окружающей среды:

$$a_2 = a_{1-2} + h_1, \quad (1.21)$$

где h_1 – исходное теплосодержание энергоносителя при температуре окружающей среды.

Следуя основным правилам термодинамики, тепловая работа, совершаемая в процессе изоэнтропийного расширения, считается положительной, а в процессе изоэнтропийного сжатия – отрицательной.

Из изложенного материала следует:

1. Теплообмен возможен только при наличии эксергии в потоке теплоносителя.
2. Количество теплоты, передаваемой нагреваемой среде, зависит от количества эксергии в потоке теплоносителя.
3. Стопроцентное превращение тепловой энергии в тепловую работу невозможно.

Для процессов, протекающих в теплообменных установках, это означает, что не вся тепловая энергия, передаваемая греющей средой нагреваемой среде, способна совершить тепловую работу, в результате которой повышается температура нагреваемой среды.

Контрольные вопросы

1. Какие виды работ совершаются в процессе теплообмена между греющей и нагреваемой средой?
2. Что определяет энтропийная часть теплоты, подводимой к нагреваемой среде в процессе теплообмена?
3. На что затрачивается безэнтропийная часть подводимой теплоты в процессе теплообмена?
4. Что такое эксергия и анергия теплового потока?
5. Как изменяется удельная эксергия теплового потока рабочего тела при снижении его температуры?

ГЛАВА 2. ПРОИЗВОДСТВО ЭЛЕКТРИЧЕСКОЙ И ТЕПЛОВОЙ ЭНЕРГИИ НА ПАРОТУРБИННОЙ ТЭС И ТЭЦ

В современной стационарной теплоэнергетике в основном используются паротурбинные установки (ПТУ). Источники, на которых установлено такое оборудование, по виду отпускаемой энергии классифицируются следующим образом:

- а) ТЭС – источник, вырабатывающий только электрическую энергию;
- б) ТЭЦ – источник, вырабатывающий одновременно тепловую и электрическую энергию, а ПТУ относят к разряду теплофикационных установок.

В качестве основного цикла паротурбинной ТЭС рассматривается цикл Ренкина, состоящий из ряда последовательно осуществляемых термодинамических процессов, в результате которых рабочее тело (в данном случае вода и водяной пар) совершает тепловую работу и возвращается в исходное состояние [4].

На рис. 2.1 представлена схема установки, работающей по циклу Ренкина, и его T - S -диаграмма.

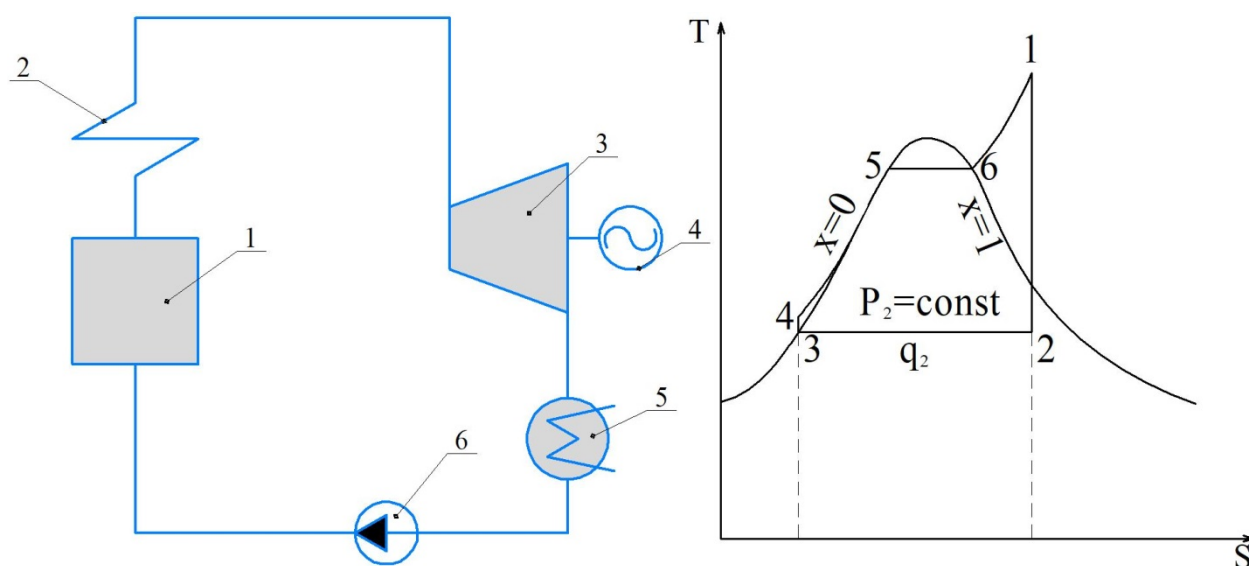


Рисунок 2.1 – Схема паротурбинной установки, работающей по циклу Ренкина и T - S -диаграмма цикла:

- 1 – парогенератор; 2 – пароперегреватель; 3 – паровая турбина;
4 – электрогенератор; 5 – конденсатор; 6 – питательный насос

Процесс выработки электрической энергии на паротурбинной ТЭС протекает следующим образом. Химическая энергия топлива при его сжигании в топке парогенератора превращается во внутреннюю энергию продуктов сгорания, которая затем в виде теплоты передается воде и пару в парогенераторе и пароперегревателе. Полученный перегретый пар направляется в паровую турбину, где происходит превращение заключенной в нем тепловой энергии в механическую работу. В электрогенераторе механическая работа преобразуется

в электрическую энергию. Отработавший в турбине пар направляется в конденсатор, где отдает теплоту охлаждающей воде и превращается в конденсат.

Конденсатор представляет собой теплообменник поверхностного типа, имеющем паровое и водяное пространство, разделенное между собой поверхностью теплообмена. Поэтому образуемый конденсат как идеальная вода, не содержащая растворенных солей, может быть использован для повторного питания парогенератора.

В конденсаторе вследствие резкого уменьшения удельного объема пара при его конденсации образуется вакуум, который поддерживается в течение всего времени работы установки, что позволяет пару расширяться до давления значительно ниже атмосферного, а именно до $0,004 \div 0,005$ МПа ($0,04 \div 0,05$ ата), при температуре конденсации пара $25 \div 35$ °С [5, 6].

Отношение электрической энергии, вырабатываемой в генераторе за счет механической энергии паровой турбины к затраченной химической энергии сжигаемого топлива, называется коэффициентом полезного действия ТЭС:

$$\eta_{\text{ТЭС}} = \frac{N_{\text{э}}}{B_{\text{т}} \cdot Q_{\text{р}}^{\text{н}}}, \quad (2.1)$$

где $N_{\text{э}}$ – электрическая мощность вырабатываемая электрогенератором;

$B_{\text{т}}$ – расход сжигаемого в парогенераторе топлива.

Электрическая мощность паровой турбины:

$$N_{\text{э}} = D_0 \cdot H_0 \cdot \eta_{oi} \cdot \eta_{\text{м}} \cdot \eta_{\text{г}}, \quad (2.2)$$

где D_0 – расход пара, подаваемый в турбину;

$H_0 = h_1 - h_2 = l_{\text{т}}$ – располагаемый теплоперепад, который целесообразней называть тепловой работой, совершаемой одним килограммом пара в процессе обратимого адиабатного расширения в турбине;

h_1, h_2 – энтальпия пара на входе и выходе из турбины;

η_{oi} – внутренний относительный КПД паровой турбины, характеризующий потери энергии в ее проточной части;

$\eta_{\text{м}}$ – механический КПД, учитывающий потери энергии в подшипниках;

$\eta_{\text{г}}$ – КПД генератора, учитывающий потери энергии в генераторе.

Механическую работу, совершаемую потоком пара в проточной части паровой турбины путем непосредственного взаимодействия с рабочими лопатками, называют действительным теплоперепадом (H_i) и рассчитывают следующим образом:

$$l_{\text{м}} = H_i = H_0 \cdot \eta_{oi} = h_1 - h_{2\text{д}}, \quad (2.3)$$

где $h_{2\text{д}}$ – действительная энтальпия пара на выходе из турбины.

Количество сжигаемого топлива, затраченного в процессах генерирования пара, определяется из уравнения теплового баланса парогенератора

$$B_{\text{т}} \cdot Q_{\text{р}}^{\text{н}} \cdot \eta_{\text{к}} = D_{\text{пв}} (h_1 - h_{\text{пв}}), \quad (2.4)$$

где $\eta_{\text{к}}$ – КПД парогенератора;

$h_{\text{пв}} = h_2'$ (h_2' – энтальпия конденсата на выходе из конденсатора паровой турбины, соответствующая энтальпии в точке 3 (рис. 2.1);

$D_{\text{пв}} = D_0$ – расход питательной воды, соответствующий расходу пара на турбину.

С учетом уравнений (2.2) и (2.4) выражение для КПД ТЭС можно представить в следующем виде:

$$\eta_{\text{ТЭС}} = \frac{N_{\text{э}} \eta_{\text{к}}}{B_{\text{т}} \cdot Q_{\text{п}}^{\text{н}}} = \frac{D_0 \cdot H_0 \cdot \eta_{\text{oi}} \cdot \eta_{\text{м}} \cdot \eta_{\text{г}}}{D_0(h_1 - h_2')/\eta_{\text{к}}}. \quad (2.5)$$

В уравнении (2.5) отношение:

$$\eta_t = \frac{H_0}{h_1 - h_2'} = \frac{h_1 - h_2}{h_1 - h_2'} \quad (2.6)$$

представляет собой термический КПД цикла Ренкина.

С учетом приведенного соотношения (2.5), выражение для КПД ТЭС, работающей по циклу Ренкина, можно представить в следующем виде:

$$\eta_{\text{ТЭС}} = \eta_t \cdot \eta_{\text{oi}} \cdot \eta_{\text{м}} \cdot \eta_{\text{г}} \cdot \eta_{\text{к}}. \quad (2.7)$$

При определении термического КПД цикла Ренкина тепловая работа сравнивается не с достижимой величиной эксергии парового потока, а с подводимой в цикле теплотой, полное преобразование которой по второму закону термодинамики никогда не может быть достигнуто.

Как следует из определения эксергии, величиной, ограничивающей работоспособность энергоносителя, является температура окружающей среды ($T_{\text{ос}}$), выполняющая роль конечного теплоприемника. Окружающая среда ограничивает процессы преобразования тепловой энергии в тепловую работу, поскольку температура рабочего тела при изоэнтропийном расширении не может снижаться до температуры ниже температуры окружающей среды.

Считается, что обладая неограниченной энергоемкостью, окружающая среда способна накапливать в себе энергию без изменения интенсивных параметров. Окружающая среда содержит в себе энергию в огромных количествах, но только такую, которую превратить в эксергию невозможно.

В работе [1] указывается, что если бы было возможно взять энергию из окружающей среды, то окружающая среда оказалась бы идеальным источником энергии (или точнее, источником эксергии), потому что ее энергия, например в форме внутренней энергии мирового океана, оказалась бы в неограниченном и бесплатном распоряжении человека. По мнению автора, если бы удалось охладить океанскую воду, масса которой составляет примерно $1,42 \cdot 10^{21}$ кг, всего лишь на $1,62 \cdot 10^{-6}$ К и тем самым уменьшить ее внутреннюю энергию на $9,64 \cdot 10^{15}$ кДж, а затем преобразовать эту энергию в электричество, то этого было бы достаточно для удовлетворения годовой мировой потребности в электроэнергии.

Будем рассматривать температуру окружающей среды при работе теплосиловой установки ТЭС в качестве естественного барьера, который ограничивает совершение потоком пара механической работы. Аналогичным образом при реализации процессов теплообмена мы также не в состоянии снизить температуру греющей среды до температуры ниже температуры окружающей среды. Например, снизить температуру отработавшего в турбине пара и получаемого конденсата в конденсаторе до температуры ниже температуры окружающей среды, т. е. охлаждающей воды.

На рис. 2.2 представлен процесс расширения пара в паровой турбине в h - S -диаграмме с изображением эксергии парового потока, величина которой определяется как разность энтальпии острого пара и энтальпии пара в точке термического равновесия с окружающей средой h_R . Таким образом,

$$e = h_1 - h_R. \quad (2.8)$$

При работе паротурбинных ТЭС в качестве охлаждающей среды используется вода, поступающая в конденсатор из природного водоема или градирни. В зимний период температура такой воды составляет около 5°C , а летом $15 \div 20^\circ\text{C}$. Температуру охлаждающей воды можно принимать в качестве температуры окружающей среды t_{oc} [7].

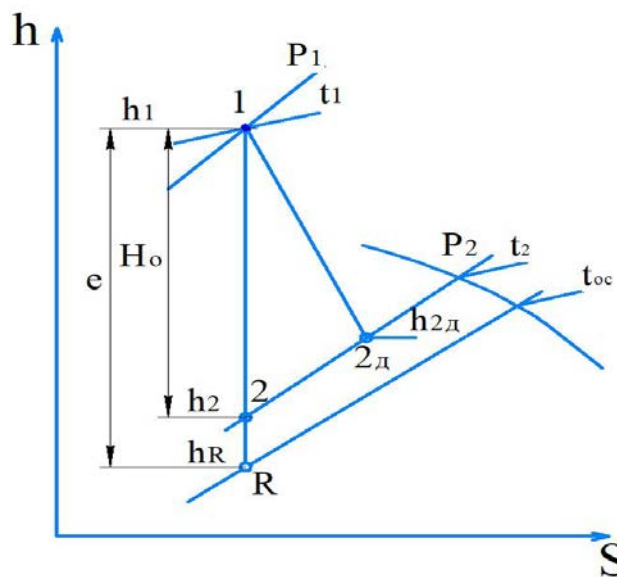


Рисунок 2.2 – Процесс расширения пара в паровой турбине

Согласно вышеуказанному, эффективность работы любой теплосиловой установки, в том числе и паровой турбины, целесообразно оценивать величиной ее эксергетического КПД, представляющего собой отношение тепловой работы, совершаемой паром, т. е. располагаемого теплоперепада, к величине эксергии парового потока:

$$\eta_{\text{этсу}} = \frac{H_0}{e}, \quad (2.9)$$

откуда следует

$$H_0 = e \cdot \eta_{\text{этсу}}. \quad (2.10)$$

В этом случае электрическая мощность паровой турбины может быть рассчитана с учетом ее эксергетического КПД по следующей формуле:

$$N_{\text{э}} = D_0 \cdot e \cdot \eta_{\text{этсу}} \cdot \eta_{oi} \cdot \eta_m \cdot \eta_{\Gamma} = N_{\text{э}}^{\text{max}} \eta_{\text{этсу}} \cdot \eta_{oi} \cdot \eta_m \cdot \eta_{\Gamma}, \quad (2.11)$$

где $N_{\text{э}}^{\text{max}} = D_0$ – максимально возможная мощность паровой турбины.

Пар, отводимый из турбины в конденсатор с теплосодержанием h_2 , содержит в себе работоспособную энергию, или эксергию e_2 и неработоспособную энергию, или анергию a_2 :

$$h_2 = e_2 + a_2. \quad (2.12)$$

Как видно из h - S -диаграммы процесса расширения пара в паровой турбине на рис. 2.2 и T - S -диаграммы цикла паротурбинной установки на рис. 2.3, величина эксергии e_2 может быть рассчитана по следующей формуле:

$$e_2 = h_2 - h_R. \quad (2.13)$$

При этом величина анергии отработавшего в турбине пара (a_2) соответствует его теплосодержанию в точке R :

$$a_2 = h_R. \quad (2.14)$$

Количество теплоты, передаваемой в конденсаторе отработавшим паром охлаждающей воде в изобарно-изотермическом процессе 2-3, определяется по следующей формуле:

$$Q_{2-3} = D_k(h_2 - h_3), \quad (2.15)$$

где D_k – расход пара, поступающего в конденсатор;

h_3 – энтальпия конденсата на выходе из конденсатора.

Отводимая в конденсаторе теплота Q_{2-3} , как показано на рис. 2.3, включает в себя работоспособную теплоту, или эксергию E_{2-3} и неработоспособную теплоту, или анергию A_{2-3} :

$$Q_{2-3} = E_{2-3} + A_{2-3}. \quad (2.16)$$

При этом количество эксергии и анергии в передаваемой теплоте может быть рассчитано по следующим зависимостям:

$$A_{2-3} = D_k a_{2-3} = D_k T_{oc}(S_2 - S_3), \quad (2.17)$$

где $a_{2-3} = T_{oc}(S_2 - S_3)$ – неработоспособная теплота, передаваемая охлаждающей воде одним килограммом отработанного пара.

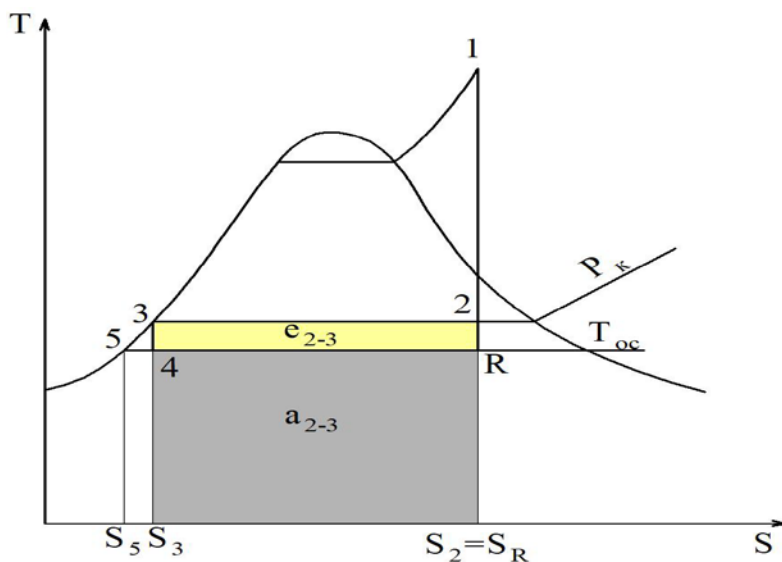


Рисунок 2.3 – Эксергия и анергия отработавшего в турбине пара

$$E_{2-3} = D_k e_{2-3} = D_k [(h_2 - h_3) - T_{oc}(S_2 - S_3)] = D_k (T_k - T_{oc})(S_2 - S_3), \quad (2.18)$$

где e_{2-3} – работоспособная теплота, передаваемая охлаждающей воде одним килограммом отработанного пара.

Количество теплоты, выносимой охлаждающей водой из конденсатора паровой турбины, достигает 40÷50 % тепловой энергии острого пара. Однако потери эксергии, снижающие производство электрической энергии в цикле паротурбинной установки, невелики.

Как уже отмечалось, эксергия, выносимая потоком отработанного пара в конденсатор, затрачивается на совершение тепловой работы, позволяющей повысить температуру охлаждающей воды до 25÷30 °С. Вода при такой температуре не находит применения в системах теплоснабжения. Поэтому эту воду по системе оборотного водоснабжения направляют в градирню, в которой она охлаждается и возвращается обратно в конденсатор, как показано на рис. 2.4. Таким образом, образуется циркуляционный контур системы охлаждения, в котором охлаждающая вода совершает замкнутый круговой процесс с переносом тепловой энергии из конденсатора в градирню [13].

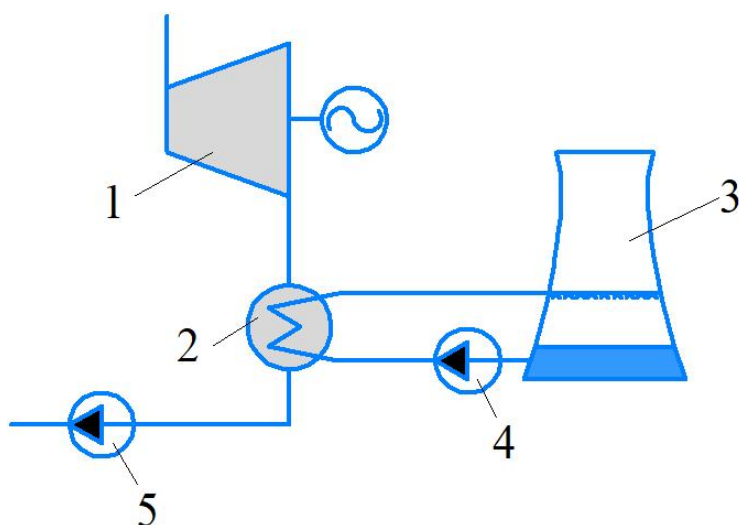


Рисунок 2.4 – Схема охлаждения конденсатора паровой турбины с применением градирни:

1 – паровая турбина; 2 – конденсатор; 3 – градирня; 4 – циркуляционный насос; 5 – питательный насос

Расход охлаждающей, или циркуляционной $G_{цв}$ воды определяется из уравнения теплового баланса конденсатора. Без учета тепловых потерь в окружающую среду можно считать, что теплота, выделившаяся при конденсации пара, полностью передается охлаждающей циркуляционной воде, температуру которой на входе в конденсатор можно принять равной температуре окружающей среды t_{oc} :

$$Q_{2-3} = Q_{цв}; \quad (2.19)$$

$$D_k(h_2 - h_3) = G_{цв} C_p(t_{вых} - t_{oc}), \quad (2.20)$$

где $t_{вых}$ – температура охлаждающей воды на выходе из конденсатора.

Как уже отмечалось выше, процесс преобразования тепловой энергии в замкнутом круговом процессе осуществляется посредством совершения тепловой работы. В конденсаторе тепловую работу выполняет отработанный в

турбине пар, повышая температуру циркуляционной воды, а в градирне тепловую работу выполняет циркуляционная вода, повышая температуру атмосферного воздуха.

Необходимо отметить, что эксергия отработавшего в турбине пара e_2 выше эксергии циркуляционной воды e_3 , нагреваемой в конденсаторе в изобарном процессе 5-3. Точка 5 на рис. 2.3 соответствует параметрам охлаждающей воды на входе в конденсатор.

Для использования циркуляционной воды в системах теплоснабжения необходимо повысить ее температуру до требуемой величины, т. е. как минимум до температуры воды, подаваемой в отопительные приборы ($\approx 90 \div 95^\circ\text{C}$). Такое повышение температуры возможно путем повышения давления пара, поступающего в конденсатор паровой турбины. В этом случае говорят о переводе конденсационной установки в режим ухудшенного вакуума.

Другой путь получения горячей воды для систем теплоснабжения – это установка сетевого подогревателя, в который греющий пар поступает из выхлопного патрубка противодавленческой турбины.

На рис. 2.5 представлена простейшая схема ТЭЦ с противодавленческой паротурбинной установкой и сетевым подогревателем.

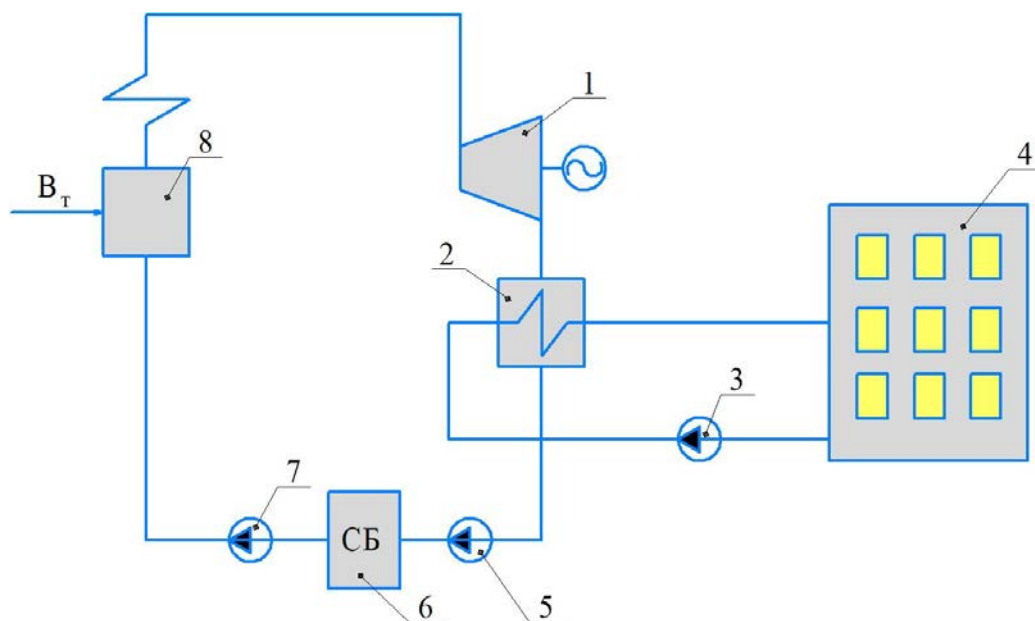


Рисунок 2.5 – Схема простейшей ТЭЦ с противодавленческой турбиной:

- 1 – противодавленческая турбина; 2 – сетевой подогреватель; 3 – сетевой насос;
4 – жилой дом; 5 – конденсатный насос; 6 – сборный конденсатный бак;
7 – питательный насос; 8 – паровой котел

Повышая давление и температуру пара, поступающего в сетевой подогреватель, мы увеличиваем количество работоспособной энергии, или эксергии в нем, что позволяет пару совершить большую тепловую работу, затрачиваемую на повышение температуры нагреваемой воды до нужной

величины. Для нагрева сетевой воды до 95 °С давление в сетевом подогревателе должно быть на уровне 0,1÷0,12 МПа.

На рис. 2.6 представлены T - S -диаграмма цикла паротурбинной установки и h - S -диаграмма процесса расширения в турбине.

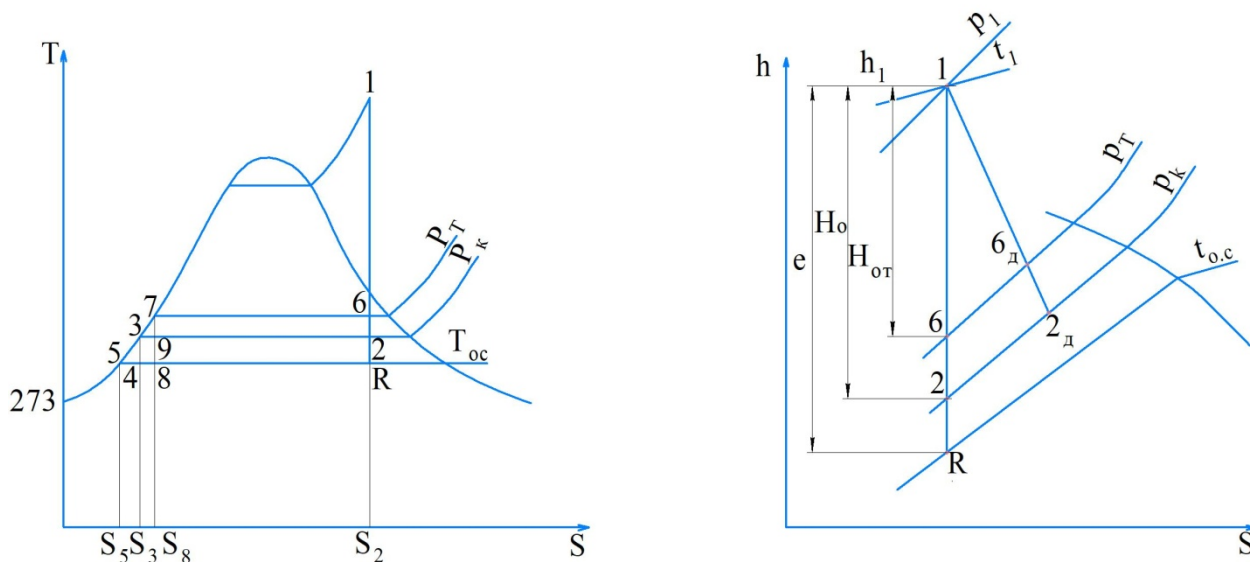


Рисунок 2.6 – T - S -диаграмма теплофикационного цикла паротурбинной установки и h - S -диаграмма процесса расширения в турбине

Повышение давления в выхлопном патрубке турбины до величины P_T приводит к снижению тепловой работы, совершаемой в турбине, на величину:

$$\Delta H_0 = H_0 - H_{0T} = h_6 - h_2. \quad (2.21)$$

Электрическая мощность паровой турбины при этом составит:

$$N_3 = D_0 \cdot H_{0T} \cdot \eta_{oi} \cdot \eta_m \cdot \eta_T, \quad (2.22)$$

где D_0 – расход острого пара, подаваемого в турбину.

Для противодавленческих турбин, не имеющих отборов пара из проточной части, можно считать, что расход острого пара равен расходу пара, отводимого из выхлопного патрубка на сетевой подогреватель $D_0 = D_T$.

Как видно из диаграмм на рис. 2.6, недоиспользованная в турбине эксергия парового потока передается в сетевой подогреватель и уже в нем совершает дополнительную тепловую работу, повышая температуру сетевой воды от t_3 до $\sim t_7$.

Заслуживает внимания сравнение количества недоиспользованной эксергии парового потока, отводимого из турбины $\Delta H_0 = h_6 - h_R$, и эксергии сетевой воды на выходе из сетевого подогревателя:

$$e_{cb} = h_7 - h_8. \quad (2.23)$$

Как видно $e_{cb} < \Delta H_0$. Это означает, что греющий пар приносит в сетевой подогреватель больше эксергии, чем выносит сетевая вода из него, т. е. процесс передачи теплоты сетевой воде сопровождается снижением работоспособной энергии или эксергии [17].

Расход сетевой воды, переносящей необходимое количество теплоты в системы отопления жилых домов, зависит от температурного графика прямой и обратной сетевой воды $t_{\text{пр}}/t_{\text{обр}}$. Как правило, тепловая сеть работает при следующих расчетных температурных графиках 95/70, 115/70, 130/70 и 150/70:

$$G_{\text{св}} = \frac{Q_{\text{отп}}}{c_p(t_{\text{пр}} - t_{\text{обр}})}, \quad (2.24)$$

где $Q_{\text{отп}}$ – тепловая нагрузка сетевого подогревателя ТЭЦ.

Уравнение теплового баланса сетевого подогревателя позволяет определить расход греющего пара $D_{\text{т}}$, необходимого для покрытия тепловой нагрузки:

$$D_{\text{т}} = \frac{Q_{\text{отп}}}{h_{\text{т}} - h'_{\text{т}}}, \quad (2.25)$$

где $h_{\text{т}}$ – теплосодержание пара, поступающего из турбины в сетевой подогреватель;

$h'_{\text{т}}$ – теплосодержание конденсата на выходе из сетевого подогревателя.

Расход потребляемого топлива на ТЭЦ с противодавленческой турбиной определяется из уравнения теплового баланса парогенератора:

$$B_{\text{т}} = \frac{D_0(h_1 - h_{\text{пв}})}{Q_{\text{р}}^{\text{н}} \cdot \eta_{\text{к}}}, \quad (2.26)$$

где $\eta_{\text{к}}$ – КПД парогенератора;

$h_{\text{пв}}$ – теплосодержание питательной воды на входе в парогенератор (для схемы ТЭЦ на рис. 2.5 допустимо принимать $h_{\text{пв}} = h'_{\text{т}}$);

h_1 – теплосодержание перегретого пара.

Для оценки энергетической эффективности ТЭЦ как источника, вырабатывающего два вида полезной энергии, а именно электрической и тепловой, можно использовать величину коэффициента полезного использования топлива (в некоторых случаях данную величину принимают за КПД ТЭЦ):

$$\eta_{\text{кит}} = \frac{N_{\text{э}} + Q_{\text{отп}}}{B_{\text{т}} Q_{\text{р}}^{\text{н}}}. \quad (2.27)$$

Так как в числителе уравнения (2.27) суммируются неравноценные виды энергии, то более объективным показателем эффективности источника теплоснабжения может быть величина эксергетического КПД, представляющая отношение суммы электрической энергии и тепловой работы, которую может выполнить сетевая вода в системах отопления, определяемого по следующему уравнению:

$$\eta_{\text{экс}} = \frac{N_{\text{э}} + L_{\text{св}}}{B_{\text{т}} Q_{\text{р}}^{\text{н}}}. \quad (2.28)$$

Для сравнения эффективности производства электрической энергии на ТЭС и ТЭЦ, целесообразно представить расход потребляемого топлива на ТЭЦ – $B_{\text{т}}$ в виде следующей суммы:

$$B_{\text{т}} = B_{\text{тэ}} + B_{\text{тт}}, \quad (2.29)$$

где $B_{\text{тэ}}$ – расход топлива относимый на производство электрической энергии;

$B_{\text{тт}}$ – расход топлива на производство тепловой энергии.

$$B_{\text{тт}} = \frac{Q_{\text{отп}}}{Q_{\text{р}}^{\text{н}} \eta_{\text{пк}}}. \quad (2.30)$$

где $\eta_{\text{пк}}$ – КПД парового котла.

$$B_{\text{тэ}} = B_{\text{т}} - B_{\text{тт}}. \quad (2.31)$$

Приведенное соотношение указывает на высокую эффективность производства электрической энергии на тепловом потреблении, так как удельный расход топлива при конденсационной выработке электрической энергии на ТЭС (ГРЭС) снижается с 350–400 г/ кВт·ч до 150–170 г/ кВт·ч на ТЭЦ [5].

Почему же тогда вся электроэнергия не вырабатывается по такой схеме? Строительство современных ТЭЦ, работающих по парогазовому циклу с использованием газообразного топлива, позволяет существенно нарастить выработку электрической энергии на тепловом потреблении. В то же время возрастающие потребности в тепловой энергии удовлетворяются путем массового строительства не ТЭЦ, а водогрейных котельных. Оказывается, в нашей холодной стране в сфере ЖКХ нет потребителей для такого количества вырабатываемой электрической энергии, поскольку все системы отопления основаны на потреблении лишь тепловой энергии.

Контрольные вопросы

1. Можно ли принять располагаемый теплоперепад, срабатываемый в паровой турбине, в качестве тепловой работы, совершаемой паровым потоком?
2. Можно ли считать, что действительный теплоперепад является механической работой паровой турбины?
3. Какое количество эксергии выносится потоком отработанного в турбине пара в конденсатор?
4. Почему охлаждающая вода конденсатора не находит применения в системах отопления?
5. С какой целью паротурбинную установку вводят в режим ухудшенного вакуума?

ГЛАВА 3. ПРОИЗВОДСТВО ТЕПЛОВОЙ ЭНЕРГИИ В ВОДОГРЕЙНОМ КОТЛЕ

Рассмотрим процесс нагревания воды при атмосферном давлении. На T - S -диаграмме (рис. 3.1) данный процесс изображен виде отрезка $F - B$, лежащем на нижней пограничной кривой [20].

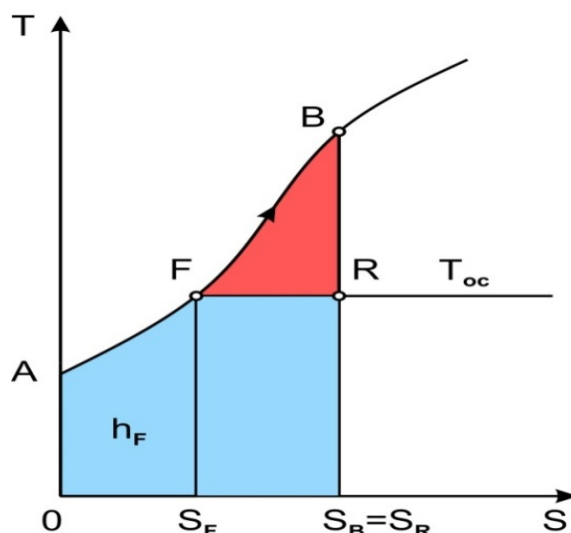


Рисунок 3.1 – Процесс нагревания воды в T - S -диаграмме

Теплота, подводимая к воде в изобарном процессе, соответствует площади под линией процесса, ограниченной точкам F - B - S_B - S_F - F . Расчетная формула для определения данной теплоты, отнесенной к одному килограмму воды, может быть записана в следующем виде:

$$q_{\text{под}} = h_B - h_F. \quad (3.1)$$

Если в точке F температура воды соответствует температуре окружающей среды T_{oc} , то это означает, что в данном состоянии вода, имеющая энтальпию h_F , не обладает работоспособной энергией, или эксергией. Проведя через точку F изотерму, соответствующую температуре окружающей среды, разделим подводимую к воде теплоту на две составляющие: энтропийную $q_{\text{э}}$ и безэнтропийную части $q_{\text{БЭ}}$:

$$q_{\text{под}} = q_{\text{э}} + q_{\text{БЭ}}. \quad (3.2)$$

Энтропийная часть подводимой теплоты затрачивается на совершение работы расширения в изотермическом процессе F - R , т. е. на увеличение энтропии. Данная теплота соответствует площади, ограниченной точками F - R - S_B - S_F - F , и может быть рассчитана по следующему уравнению:

$$q_{\text{э}} = l_{\text{изр}} = h_R - h_F. \quad (3.3)$$

В точке R рабочее тело находится в состоянии влажного пара, т. е. условно можно считать, что часть воды перешла в парообразное состояние при неизменной температуре.

Как видно из T-S-диаграммы, подвод данной теплоты не увеличивает температуру воды, и, согласно основным положениям эксергетического анализа, можно считать, что вода приобретает дополнительный запас неработоспособной энергии или дополнительную энергию $a_{\text{доп}}$:

$$q_{\text{Э}} = a_{\text{доп}}. \quad (3.4)$$

Энергия рабочего тела в точке R, соответствующая его энтальпии, будет равна сумме следующих величин:

$$a_R = h_R = h_F + a_{\text{доп}}. \quad (3.5)$$

В процессе R-B к воде подводится безэнтروпийная теплота $q_{\text{БЭ}}$, соответствующая площади, ограниченной точками R-B-F-R, количество которой рассчитывается по следующей формуле:

$$q_{\text{БЭ}} = h_B - h_R. \quad (3.6)$$

Можно считать, что в результате подвода данной теплоты над водой совершается тепловая работа сжатия $l_{\text{трсж}}$, в результате которой повышается ее температура до значения, определяемого положением точки В. При этом тепловая работа, соответствующая безэнтропийной части подводимой теплоты $q_{\text{БЭ}}$, полностью расходуется на повышение температуры воды, т. е. на приобретение потоком воды работоспособной энергии, или эксергии (e_B). Таким образом, можно считать справедливым следующее равенство:

$$q_{\text{БЭ}} = e_B = l_{\text{трсж}} = h_B - h_R. \quad (3.7)$$

Энтальпия воды h_B , характеризующая запас тепловой энергии в нагреваемой воде, равна сумме эксергии в точке В (e_B) и энергии в точке R (a_R):

$$h_B = e_B + a_R. \quad (3.8)$$

Сопоставляя уравнение первого закона термодинамики:

$$q_{\text{под}} = l_p + \Delta u \quad (3.9)$$

с уравнением (1.2), можно видеть, что энтропийная часть подводимой теплоты расходуется на совершение работы расширения $q_{\text{Э}} = l_p$, а безэнтропийная часть теплоты – на изменение внутренней энергии $q_{\text{БЭ}} = \Delta u$.

Рассмотрим систему теплоснабжения, в которой источником тепловой энергии является водогрейная котельная. На рис. 3.2 представлена схема простейшей системы теплоснабжения жилого дома и T-S-диаграмма с изображением процессов изменения параметров сетевой воды в источнике и в отопительной системе жилого дома.

Непрерывность подвода тепловой энергии к отапливаемым зданиям обеспечивается такой работой системы теплоснабжения, при которой сетевая вода выполняет многократно повторяющиеся операции, т. е. работает по определенному циклу или круговому процессу. Так, сетевая вода, циркулирующая по системе теплоснабжения, нагревается до требуемой температуры в водогрейном котле и далее сетевым насосом подается в отопительные приборы жилого дома, в которых передает свою энергию нагреваемому воздуху, заполняющему внутренний объем здания.

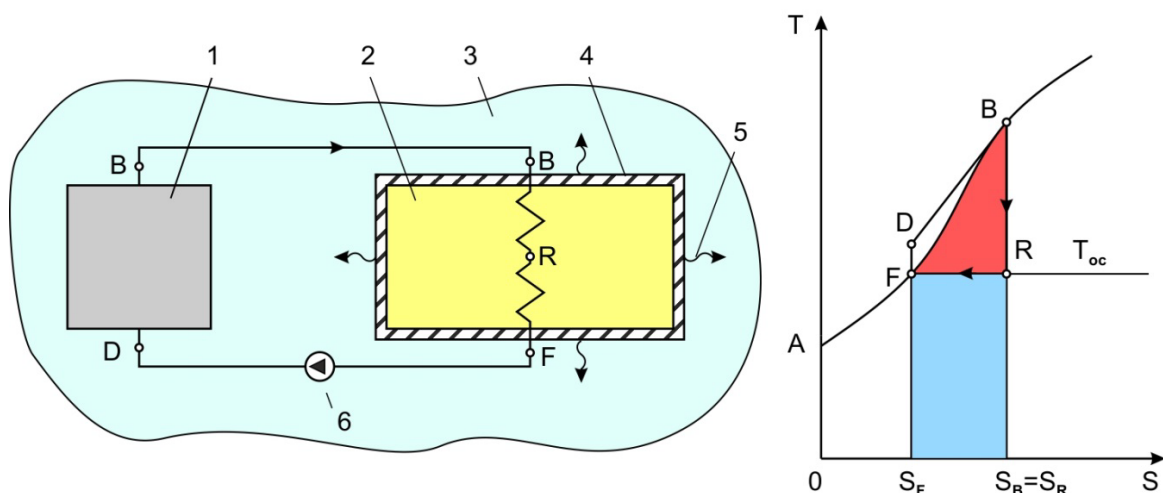


Рисунок 3.2 – Схема простейшей системы теплоснабжения с водогрейным котлом и T - S -диаграмма с изображением процессов изменения параметров сетевой воды в источнике и в отопительной системе жилого дома:

1 – водогрейный котел; 2 – отапливаемое здание; 3 – атмосферный воздух; 4 – ограждающие конструкции здания; 5 – тепловые потери через ограждающие конструкции; 6 – сетевой насос

Процесс охлаждения сетевой воды в системах отопления $B - D$, в котором отводится теплота, соответствующая площади, ограниченной точками $B - S_B - S_F - F(D) - B$, можно заменить, не нарушая баланса передаваемой теплоты, последовательно совершаемыми процессами $B - R$ и $R - F(D)$. Таким образом, мы получаем замкнутый круговой процесс (цикл) системы теплоснабжения $B - R - F(D) - B$, состоящий из следующих трех процессов:

1. В изэнтропийном процессе $B - R$ передается безэнтропийная часть теплоты, затрачиваемая на совершение тепловой работы, направленной на повышение температуры нагреваемого воздуха или его внутренней энергии.

2. Если считать, что в т. R температура нагреваемого воздуха соответствует температуре окружающей среды $T_R = T_{oc}$, то в изотермическом процессе сжатия $R - F(D)$ передается энтропийная часть теплоты, которая не повышает температуру нагреваемой среды.

3. В изобарном процессе $F(D) - B$, протекающим в водогрейном котле, энергия сжигаемого топлива передается воде. В процессе нагревания вода приобретает необходимый запас работоспособной энергии, или эксергии, наличие которой и позволяет осуществить процесс передачи теплоты нагреваемому воздуху в системах отопления.

Повышение давления (напора) в сетевом насосе сопровождается столь незначительным повышением температуры сетевой воды, что позволяет считать $T_F = T_D$ и $h_F = h_D$. Таким образом, точки F и D совпадают, образуя точку $F(D)$.

Процесс передачи теплоты от одной среды к другой возможен только при наличии в одной из них работоспособной энергии, или эксергии. **Таким образом, можно считать, что количество эксергии в потоке теплоносителя**

определяет его качество. Чем больше в теплоносителе эксергии, тем больше совершаемая им тепловая работа, тем меньше его потребуется для повышения температуры нагреваемой среды [8].

К изложенному выше следует добавить следующее утверждение, приведенное автором в работе [20, с. 151]: **«Только в обратимых изоэнтропийных процессах расширения эксергия потока полностью затрачивается на совершение тепловой работы, а в обратимых изоэнтропийных процессах сжатия вся тепловая работа затрачивается на увеличение эксергии».**

В реальных условиях работы системы теплоснабжения температура сетевой воды, проходя через отопительные приборы, не снижается до уровня окружающей среды, а поддерживается на более высоком уровне, как это показано на рис. 3.3.

Температура сетевой воды в обратном трубопроводе определяется по температурному графику тепловой сети. Это означает, что не вся эксергия используется в системах отопления для совершения тепловой работы, затрачиваемой на повышение температуры нагреваемого наружного воздуха. Эта часть эксергии возвращается в водогрейный котел и может быть представлена на T - S -диаграмме в виде площади, ограниченной точками $M - K - F$.

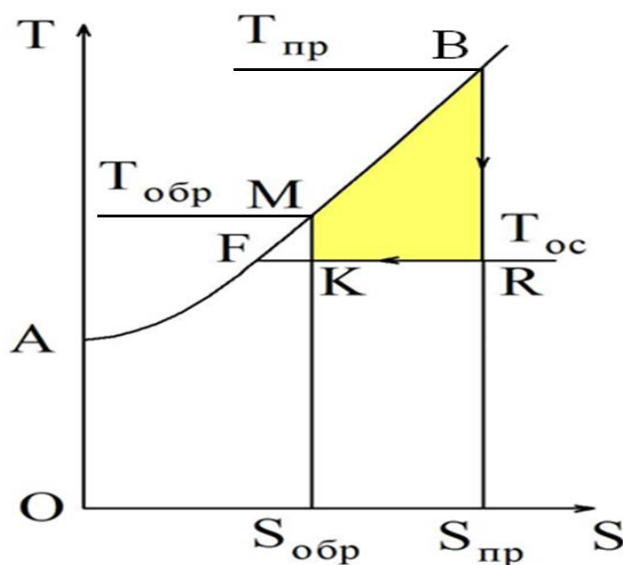


Рисунок 3.3 – Тепловая работа сетевой воды в T - S -диаграмме

Аналогично потоку прямой сетевой воды, энтальпия обратной сетевой воды в точке M может быть представлена в виде суммы эксергии и анергии:

$$h_M = e_M + a_M, \quad (3.10)$$

где $e_M = h_M - h_K$ – эксергия потока обратной сетевой воды;

$a_M = h_K$ – анергия потока обратной сетевой воды, соответствующая энтальпии рабочего тела в точке K .

Количество тепловой энергии, передаваемой сетевой водой нагреваемому воздуху в системах отопления, можно определить по следующей формуле:

$$q_{\text{св}} = h_{\text{в}} - h_{\text{м}} = c_p(t_{\text{пр}} - t_{\text{обр}}), \quad (3.11)$$

где $t_{\text{пр}}, t_{\text{обр}}$ – температура сетевой воды в прямом и обратном трубопроводах.

Удельная тепловая работа, совершаемая сетевой водой в системах отопления, соответствующая эксергетической части передаваемой теплоты, может быть представлена в T - S -диаграмме площадью, ограниченной точками $B - R - K - M - B$ (рис. 3.3) и определена по формуле в виде разности эксергий одного килограмма воды на входе и выходе из отопительной системы:

$$l_{\text{св}} = e_{\text{в}} - e_{\text{м}}. \quad (3.12)$$

Величина удельной тепловой работы может быть рассчитана по следующей формуле:

$$l_{\text{св}} = h_{\text{в}} - h_{\text{м}} - T_{\text{ос}}(S_{\text{пр}} - S_{\text{обр}}), \quad (3.13)$$

где $S_{\text{пр}}, S_{\text{обр}}$ – энтропия прямой и обратной сетевой воды.

При известном расходе сетевой воды $G_{\text{св}}$ суммарное количество передаваемой теплоты и совершаемая тепловая работа составит:

$$Q_{\text{св}} = G_{\text{св}} c_p(t_{\text{пр}} - t_{\text{обр}}); \quad (3.14)$$

$$L_{\text{св}} = G_{\text{св}}[h_{\text{пр}} - h_{\text{обр}} - T_{\text{ос}}(S_{\text{пр}} - S_{\text{обр}})]. \quad (3.15)$$

В качестве температуры окружающей среды можно принимать среднюю температуру наружного воздуха за отопительный период $T_{\text{срот}}$, выбираемую по климатологическим справочникам.

Качество источника теплоснабжения, такого как водогрейный котел или водогрейная котельная, оценивают его энергетическим КПД, представляющим отношение теплоты, отпускаемой с сетевой водой, к энергии сжигаемого топлива:

$$\eta_{\text{вкот}} = \frac{Q_{\text{св}}}{B_{\text{т}} Q_{\text{р}}^{\text{н}}}, \quad (3.16)$$

где $B_{\text{т}}$ – расход топлива;

$Q_{\text{р}}^{\text{н}}$ – теплота сгорания топлива.

Если же качество водогрейной котельной оценивать тепловой работой, совершаемой сетевой водой в системах отопления, то оценку эффективности водогрейного котла или котельной необходимо производить по величине эксергетического КПД, представляющего собой отношение тепловой работы к энергии затраченного топлива:

$$\eta_{\text{экс}} = \frac{L_{\text{св}}}{B_{\text{т}} Q_{\text{р}}^{\text{н}}}. \quad (3.17)$$

Работа водогрейного котла характеризуется простотой и эффективностью передачи теплоты сжигаемого топлива сетевой воде. Энергетический КПД достигает 90 % и выше. В то же время эксергетический КПД водогрейного котла не превышает 30÷40 %. Столь значительное расхождение в значениях КПД затрудняет истинную оценку его эффективности, так как, ориентируясь на тот или иной КПД, мы приходим к совершенно противоположным выводам.

Однако указанная неопределенность исчезает, если считать, что при проведении процессов преобразования тепловой энергии в форме теплообмена греющая среда, как любое рабочее тело, совершает тепловую работу.

Сетевая вода, нагретая в водогрейном котле до температуры $95 \div 130$ °С, переносит значительное количество тепловой энергии, но работоспособной энергии или эксергии в ней мало. Это означает, что выполнить тепловую работу, т. е. повысить температуру нагреваемого тела (воздуха) способна только эксергетическая часть передаваемой теплоты. Неработоспособная часть теплоты – анергия, переносимая сетевой водой, также передается нагреваемой среде, но не повышает ее температуру. Эта часть теплоты затрачивается на совершение работы расширения нагреваемой среды (воздуха). Теплообмен возможен только при наличии эксергии в потоке греющей среды и происходит при совершении тепловой работы.

Техническое значение эксергии и анергии определено Г. Д. Бэрмом в своей работе «Техническая термодинамика» следующим образом: «Жизненно важные технические процессы, например **отопление**, охлаждение, изготовление и обработка материалов, транспорт грузов, требуют для своего проведения затрат энергии. Однако для выполнения этих процессов нужна не просто энергия, а полезная работ или электрическая энергия, т. е. эксергия» [1, с. 167].

На рис. 3.4 представлена диаграмма перехода энергии сжигаемого топлива в водогрейном котле в эксергию и анергию нагреваемой воды. T_{oc} – температурный уровень окружающей среды. Как видно из диаграммы, вся энергия сжигаемого топлива, за исключением потерь в котле, передается нагреваемой воде и выносится в виде теплового потока Q_T , однако работоспособная часть этого потока, или его эксергия E_T , незначительна. Большая часть энергии сжигаемого топлива переходит в неработоспособное состояние, или анергию A_T [9].

Так как эксергии в потоке сетевой воды мало, то для доставки к отопительным приборам ее необходимого количества приходится перекачивать значительные расходы теплоносителя.

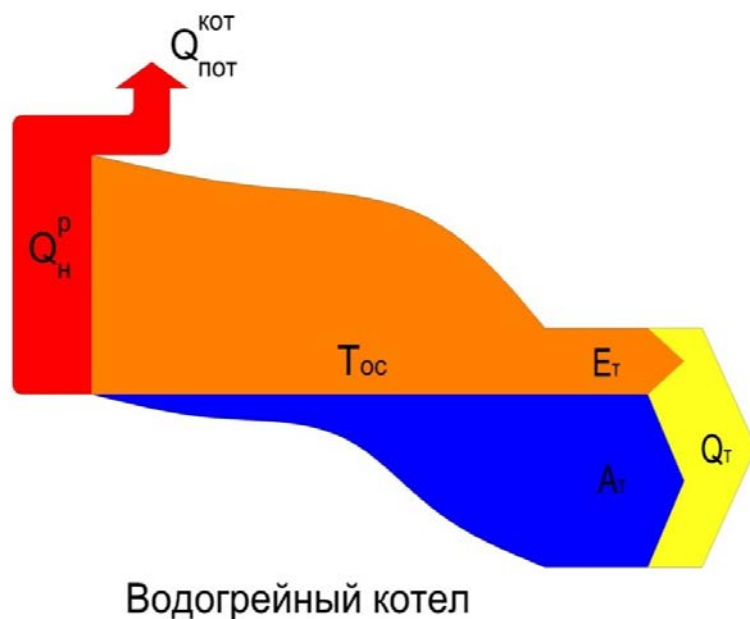


Рисунок 3.4 – Диаграмма перехода энергии сжигаемого топлива в водогрейном котле в эксергию и анергию нагреваемой воды

Наиболее наглядно это положение иллюстрируется следующим примером. Для доставки эксергии, переносимой сетевой водой, расход которой составляет 1000 т/ч, понадобится трубопровод диаметром 400 мм. Для транспортировки условно выделенной эксергии из этого потока сетевой воды понадобилась бы труба диаметром всего лишь 100 мм, а для передачи этого же количества эксергии в виде электрической энергии при соответствующем напряжении понадобится кабель сечением 40 мм.

На рис. 3.5 представлены сравнительные размеры транспортных коммуникаций для передачи одного и того же количества эксергии.

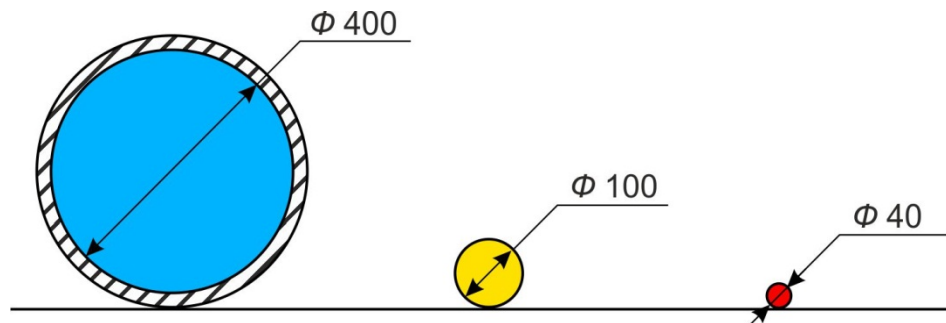


Рисунок 3.5 – Сравнительные размеры транспортных коммуникаций для передачи одного и того же количества эксергии

Существующие в РФ тепловые сети централизованного теплоснабжения представляют собой многокилометровые теплопроводы, заполненные тоннами сетевой воды, на транспортировку которой приходится затрачивать значительное количество электрической энергии.

По этой же причине такие системы теплоснабжения являются чрезвычайно инерционными и плохо поддающимися регулированию. Из-за протяженности тепловых сетей, длительности времени хода сетевой воды происходит запаздывание изменения температуры сетевой воды у наиболее удаленных потребителей, что делает невозможным оперативное изменение параметров теплоносителя в зависимости от температуры воздушной среды в отапливаемых помещениях. Температура сетевой воды не соответствует постоянно изменяющейся температуре наружного воздуха, суточные колебания которой могут достигать 10–20 °С.

Расход топлива, потребляемый в водогрейном котле для производства такого же количества теплоты ($Q_{отп}$), как и на ТЭЦ, рассчитывается по формуле (2.30), в которой необходимо заменить КПД парового котла на КПД водогрейного котла ($\eta_{вк}$).

$$B_{ткот} = \frac{Q_{отп}}{Q_p^H \eta_{вкот}}. \quad (3.18)$$

При приближительном равенстве $\eta_{пк} \approx \eta_{вкот}$:

$$B_{тт} = B_{ткот}. \quad (3.19)$$

где $B_{ткот}$ – расход топлива в водогрейном котле.

Полученное равенство указывает на то, что эффективность производства тепловой энергии на ТЭЦ и в водогрейном котле примерно одинакова. Однако необходимо видеть принципиальное отличие в работе ТЭЦ и водогрейного котла, которое заключается в следующем: если на ТЭЦ при производстве электрической энергии неизбежно образуемый тепловой отход преобразуется в полезно используемую тепловую энергию, путем передачи части эксергии парового потока сетевой воде, повышающей ее температуру, то в водогрейном котле при производстве тепловой энергии, продукты сгорания топлива при температуре 1600–1800 °С передают свою энергию сетевой воде, выходящие из котла при температуре 110–120 °С, это означает, что высокотемпературный тепловой поток практически превращается в тепловой отход с малым запасом эксергии, как показано на рис. 3.4.

Опыт США и стран ЕС показывает, что энергетика этих стран развивается по пути максимального производства и потребления электрической энергии и строительства когенерационных источников энергоснабжения. Так в Дании законодательно запрещено устанавливать системы теплоснабжения мощностью более 1 МВт без комбинированной выработки электроэнергии. В США (Нью-Йорк) средняя мощность устанавливаемых ТЭЦ снизилась с 2 МВт в 1980 г. до 0,3 МВт в 2006 г.

Контрольные вопросы

1. Каким образом можно представить работу системы теплоснабжения в виде кругового процесса или цикла?
2. Какие виды работы совершает сетевая вода в системах отопления?
3. Как зависит тепловая работа, совершаемая сетевой водой в системах отопления, от температуры нагреваемого наружного воздуха?
4. Каким образом определяется тепловая работа, совершаемая сетевой водой в системах отопления?
5. Может ли энтропийная часть теплоты, отводимая от сетевой воды при условном процессе изотермического сжатия, повысить температуру нагреваемого воздуха в системах отопления?

ГЛАВА 4. ТЕПЛОВЫЕ НАГРУЗКИ И РЕЖИМЫ ОТОПЛЕНИЯ ЗДАНИЙ

Будем рассматривать отапливаемое здание как некую термодинамическую систему, представляющую собой замкнутое пространство, заполненное воздухом и отделяемое от окружающей среды ограждающими конструкциями. Однако несмотря на ограждающие конструкции, здание находится в непрерывном взаимодействии с окружающей средой.

Рассматриваемая термодинамическая система является открытой, так как осуществляется постоянный воздухообмен между атмосферным воздухом и воздухом, заполняющим помещения здания [26, 28].

Для комфортного пребывания человека в здании температура воздуха, заполняющего внутренний объем помещений здания, должна находиться на уровне 18-22 °С при необходимом по санитарным нормам воздухообмене.

В теплый период года атмосферный воздух, поступающий во внутренний объем здания и обеспечивающий необходимую кратность воздухообмена, не требует нагревания [6, 12].

С понижением температуры атмосферного воздуха до значения, которое определяет начало отопительного периода, требуется непрерывный нагрев наружного воздуха, поступающего во внутренний объем здания.

Для определения отопительной нагрузки жилых зданий широко используется следующее эмпирическое уравнение:

$$Q_{от} = q_0 \cdot V_{зд} \cdot (t_{вр} - t_n), \quad (4.1)$$

где $t_{вр} = 18 \div 22$ °С постоянно поддерживаемая внутренняя расчетная температура;

t_n – температура наружного воздуха, °С;

q_0 – удельная теплопотеря, или отопительная характеристика здания (потеря теплоты теплопередачей через наружные ограждения при разности внутренней и наружной температуры в 1 °С, отнесенная к 1 м³ наружного объема здания, Вт/ (м³·°С)) принимается по справочной литературе;

$V_{зд}$ – объем здания по наружному обмеру, м³.

Для проведения анализа режимов отопления зданий требуемую отопительную нагрузку представим в виде суммы двух слагаемых, а именно в виде теплоты, необходимой для компенсации тепловых потерь через наружные ограждающие конструкции здания $Q_{огр}$, и теплоты, необходимой для нагревания наружного воздуха, проникающего во внутренний объем здания через неплотности в наружных ограждениях. Данную теплоту относят к инфильтрационной составляющей отопительной нагрузки $Q_{инф}$:

$$Q_{от} = Q_{огр} + Q_{инф}. \quad (4.2)$$

Отопительная нагрузка, определяемая по уравнению (4.2), не включает в себя теплоту, выделяемую бытовыми приборами и людьми, находящимися в отапливаемом здании, так как эта теплота носит случайный характер и не поддается никакому регулированию.

Величину тепловых потерь через ограждающие конструкции $Q_{огр}$ рассчитывают по уравнению теплопередачи через плоскую многослойную стенку, предполагая наличие одномерного стационарного теплового потока:

$$Q_{огр} = k \cdot F \cdot \psi \cdot \Delta T = \frac{F \cdot \psi \cdot \Delta T}{R}, \quad (4.3)$$

где k – коэффициент теплопередачи, Вт/(м² · К);

F – площадь поверхности ограждающих конструкций, м²;

ψ – поправочный коэффициент на расчетную разность температур для верхнего и нижнего горизонтальных ограждений. Принимается, соответственно, для стен и окон $\psi_{ст} = \psi_{ок} = 1,0$, для пола $\psi_{пол} = 0,6$ и для потолка $\psi_{пот} = 0,8$;

$\Delta T = t_v - t_n$ – разность температур внутреннего и наружного воздуха;

$R = \frac{1}{k}$ – суммарное сопротивление теплопередаче, м² · К/Вт.

Сопротивление теплопередаче многослойных ограждающих конструкций складывается из суммы сопротивлений теплопроводности всех слоев $\sum R_\lambda$ и сопротивлений теплоотдачи внутренней R_v и наружной R_n поверхностей ограждения:

$$R = R_v + \sum R_\lambda + R_n = \frac{1}{\alpha_v} + \sum \frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_n}, \quad (4.4)$$

где α_v – коэффициент теплоотдачи внутренней поверхности ограждения, м² · К/Вт;

α_n – коэффициент теплоотдачи наружной поверхности ограждения, м² · К/Вт;

$\frac{\delta}{\lambda}$ – сопротивление теплопроводности отдельного слоя ограждающей конструкции, м² · К/Вт;

δ – толщина слоя стенки, м;

λ – теплопроводность материала ограждающей конструкции, Вт/мК.

В здание с естественной вентиляцией наружный воздух проникает через имеющиеся неплотности в ограждениях или через форточки [27].

Нормируемой величиной, обеспечивающей требуемый приток свежего наружного воздуха в помещения жилого здания, является кратность воздухообмена – m . Расход воздуха, соответствующий нормативной кратности воздухообмена, можно считать полезным расходом ($G_{пол}$), а теплоту, затрачиваемую на его нагревание, будем считать полезной теплотой здания $Q_{пол}$:

$$G_{пол} = V_{взд} \cdot \rho_v \cdot m; \quad (4.5)$$

$$Q_{пол} = G_{пол} \cdot c_p \cdot (t_v - t_n), \quad (4.6)$$

где $V_{взд}$ – внутренний объем здания, м³;

ρ_v – плотность воздуха, м³/кг;

m – нормируемая кратность воздухообмена, 1/ч;

c_p – теплоемкость воздуха;

t_v, t_n – внутренняя и наружная температура воздуха.

В том случае, когда количество поступающего воздуха превышает полезный расход, можно говорить об избыточном воздухе ($G_{изб}$), проникающем

в объем отапливаемого здания. На нагревание этого воздуха тратится дополнительная теплота, которую можно отнести к избыточно затрачиваемой теплоте или к инфильтрационным потерям.

В общем виде расход наружного воздуха, проникающий в здание $G_{\text{инф}}$, можно представить в виде суммы полезного и избыточного расходов:

$$G_{\text{инф}} = G_{\text{пол}} + G_{\text{изб}}. \quad (4.7)$$

Избыточная теплота определяется по уравнению

$$Q_{\text{изб}} = G_{\text{изб}} \cdot c_p \cdot (t_v - t_n). \quad (4.8)$$

Таким образом, инфильтрационная отопительная нагрузка составит

$$Q_{\text{инф}} = Q_{\text{пол}} + Q_{\text{изб}}. \quad (4.9)$$

Величина полезной отопительной нагрузки может быть рассчитана при кратности воздухообмена $m = 0,35$. По данным работы [2], приведенный норматив воздухообмена действует в Москве, США. Величина m определяет норму постоянного воздухообмена и не исключает возможности интенсивной кратковременной вентиляции в нужное время.

В настоящее время в современном домостроении применяют строительные материалы и стеклопакеты с низкой воздухопроницаемостью, значительно снижающие поступление воздуха во внутренний объем зданий с естественной вентиляцией. При этом $G_{\text{инф}} < G_{\text{пол}}$. В таких условиях проветривание помещений может производиться только через открытые окна или форточки.

В некоторой степени данная проблема решается путем установки под подоконником окна вентиляционных клапанов, обеспечивающих дозированное поступление воздуха в проветриваемое помещение. На рис. 4.1 представлен такой клапан.

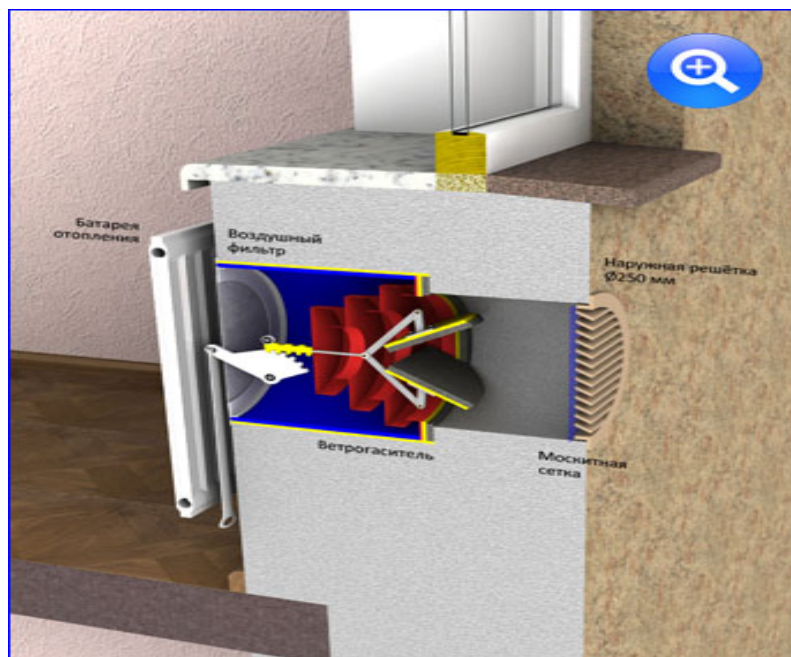


Рисунок 4.1 – Вентиляционный клапан ООО «Овен», установленный в наружной стене здания

Для зданий, оборудованных приточно-вытяжными системами вентиляции с теплорекуператорами, величина $Q_{\text{пол}}$ может быть определена по следующей формуле:

$$Q_{\text{пол}} = (1 - k_p) V_{\text{вн}} \rho_{\text{в}} m C_p (t_{\text{в}} - t_{\text{н}}), \quad (4.10)$$

где $k_p = \frac{Q_{\text{рек}}}{Q_{\text{инф}}}$ – степень теплорекуперации, определяющая процентное соотношение теплоты, передаваемой наружному воздуху в теплорекуператоре;

$Q_{\text{рек}}$ – теплота, передаваемая в теплорекуператоре воздуху, поступающему по приточной системе вентиляции во внутренний объем здания.

В настоящее время нормативными документами по воздухообмену предписывается подавать 3 м³/ч воздуха на каждый квадратный метр площади отапливаемого помещения. Как указывается в работах [2, 3], такой уровень воздухообмена обеспечивается при кратности воздухообмена $m = 1,0 - 1,2$ и возможен лишь при открытых форточках. Данные, приведенные в табл. 4.1, свидетельствуют, что такие нормы воздухообмена в ряде развитых стран не действуют [2, 3].

Таблица 4.1 – Нормы кратности воздухообмена, час⁻¹

РФ до 1996 г.	РФ после 1996 г.	США Москва с 2004 г.	Германия	Великобритания	Швеция
1,2	1,0	0,35	0,5	0,4*	0,2*

*Нормативы кратности в Великобритании и Швеции приведены к плотности заселения квартир 20 м²/чел.

Действующие нормы воздухообмена в РФ требуют, чтобы интенсивность воздухообмена поддерживалась постоянно, днем и ночью, когда в квартире никого нет и когда все дома.

Поэтому, как будет показано ниже, повышение эффективности систем отопления настоятельно требует перехода от систем с естественной вентиляции помещений жилого дома к принудительной вентиляции с возможностью регулирования подачи свежего воздуха.

Обращает на себя внимание тот факт, что при покрытии инфильтрационной нагрузки воздух нагревается от $t_{\text{н}}$ до $t_{\text{в}}$.

Такое повышение температуры при отсутствии утечек теплоты через ограждающие конструкции обеспечивал бы необходимый температурный уровень в помещениях здания. Однако для сохранения температуры на уровне $t_{\text{в}} = 20^\circ\text{C}$ при наличии утечек теплоты через ограждающие конструкции требуется дополнительный подвод теплоты к нагреваемому воздуху, при котором его температура повышается от $t_{\text{в}}$ до средней температуры отопительного прибора $t_{\text{прб}}$.

При температурах сетевой воды, поступающей в отопительный прибор, $t_{\text{пр}} = 90 - 95\text{ }^{\circ}\text{C}$ и отводимой в обратную магистраль $t_{\text{обр}} = 70\text{ }^{\circ}\text{C}$, средняя температура отопительного прибора составит $t_{\text{прб}} \approx 0,5(t_{\text{пр}} + t_{\text{обр}}) \approx 80\text{ }^{\circ}\text{C}$.

Как показано на рис. 4.2, до такой температуры нагревается воздух, непосредственно контактирующий с поверхностью отопительного прибора. Далее нагретый воздух, перемешиваясь с более холодным воздухом, обеспечивает требуемый температурный режим в помещении.

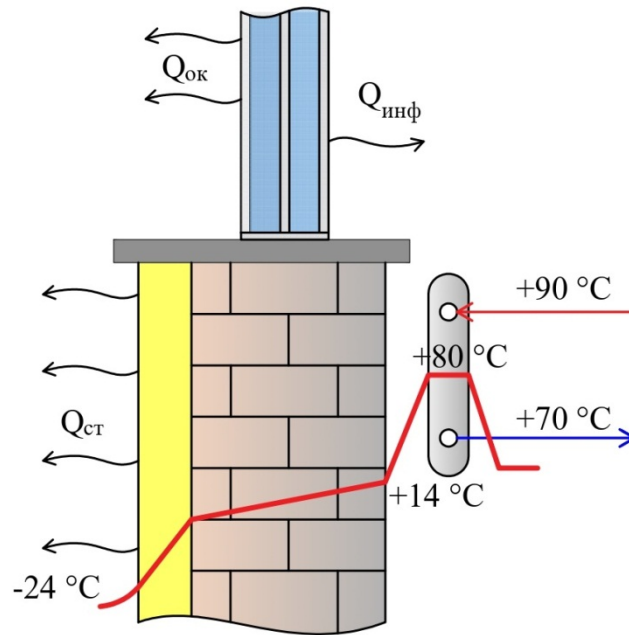


Рисунок 4.2 – График изменения температуры воздуха и наружной стены

На рис. 4.3 представлена T - S -диаграмма процесса нагрева наружного воздуха, поступающего во внутренний объем помещений.

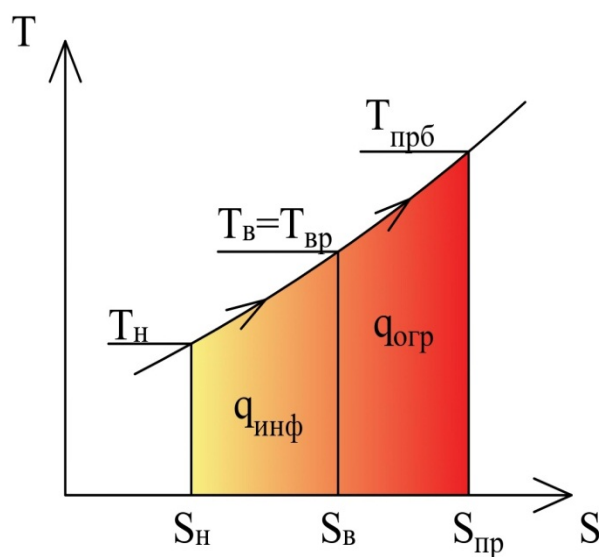


Рисунок 4.3 – Процесс нагрева наружного воздуха в T - S -диаграмме

Как видно из T - S -диаграммы, количество теплоты, затрачиваемой на нагревание 1 кг инфильтрационного воздуха от T_H до T_B , соответствует удельной инфильтрационной нагрузке $q_{\text{инф}} = \frac{Q_{\text{инф}}}{G_{\text{инф}}}$, которая изображается площадью, ограниченной точками T_H - T_B - S_B - S_H .

Величина удельной теплоты, затраченная на повышение температуры внутреннего воздуха от T_B до $T_{\text{прб}}$, необходимой для компенсации тепловых потерь через ограждающие конструкции ($q_{\text{огр}}$), соответствует на диаграмме площади, ограниченной точками T_B - $T_{\text{прб}}$ - $S_{\text{пр}}$ - S_B ($T_{\text{вр}}$ – внутренняя расчетная температура воздуха).

Количество внутреннего воздуха, нагреваемого от температуры T_B до температуры $T_{\text{прб}}$ с целью компенсации тепловых потерь через ограждающие конструкции $M_{\text{огр}}$, находится по величине $Q_{\text{огр}}$, рассчитываемой по уравнению (4.3):

$$M_{\text{огр}} = \frac{Q_{\text{огр}}}{c_p(T_{\text{прб}} - T_B)}. \quad (4.11)$$

Суммарное количество тепловой энергии, подводимой к нагреваемому воздуху и обеспечивающей отопительную нагрузку, составит:

$$Q_{\text{от}} = Q_{\text{инф}} + Q_{\text{огр}} = M_{\text{инф}} c_p (T_B - T_H) + M_{\text{огр}} c_p (T_{\text{прб}} - T_B). \quad (4.12)$$

Требуемое количество теплоты обеспечивается подводом в систему отопления сетевой воды при соответствующей температуре. При этом должен строго соблюдаться баланс требуемой и подводимой теплоты, т.е. необходимо выполнение следующего равенства:

$$Q_{\text{от}} = q_o \cdot V_{\text{зд}} \cdot (t_{\text{вр}} - t_H) = G_{\text{свот}} (\tau_{\text{п}} - \tau_o) \cdot c_p, \quad (4.13)$$

где $G_{\text{свот}}$ – расход сетевой воды на отопление;

c_p – теплоемкость воды;

$\tau_{\text{п}}, \tau_o$ – температура сетевой воды в прямом и обратном трубопроводах.

Температура сетевой воды в обратной магистрали выше температуры окружающей среды. При этом часть эксергии теплового потока возвращается в водогрейный котел. В этом случае возникает вопрос определения величины эксергии, подводимой в системы отопления, способной совершить тепловую работу, при совершении которой повышается температура нагреваемого воздуха.

Формулы для расчета тепловой работы, совершаемой сетевой водой при покрытии инфильтрационной части отопительной нагрузки и при покрытии тепловых потерь через ограждающие конструкции, можно представить в следующем виде, принимая во внимание, что в первом случае в качестве температуры окружающей среды должна использоваться температура наружного воздуха T_H , а во втором случае – температура внутреннего воздуха T_B :

$$l_{\text{тр}}^{\text{инф}} = c_p (t_{\text{пр}} - t_{\text{обр}}) - T_H (S_{\text{пр}} - S_{\text{обр}}); \quad (4.14)$$

$$l_{\text{тр}}^{\text{огр}} = c_p (t_{\text{пр}} - t_{\text{обр}}) - T_B (S_{\text{пр}} - S_{\text{обр}}). \quad (4.15)$$

где $t_{\text{пр}}, t_{\text{обр}}$ – температура прямой и обратной сетевой воды;

$S_{\text{пр}}, S_{\text{обр}}$ – энтропия прямой и обратной сетевой воды.

Тепловая работа, совершаемая соответствующими потоками сетевой воды $G_{\text{св}}^{\text{инф}}$ и $G_{\text{св}}^{\text{огр}}$, используемыми для покрытия рассматриваемых составляющих отопительной нагрузки, может быть рассчитана по нижеприведенным уравнениям:

$$L_{\text{тр}}^{\text{инф}} = G_{\text{св}}^{\text{инф}} [C_p (t_{\text{пр}} - t_{\text{обр}}) - T_{\text{н}} (S_{\text{пр}} - S_{\text{обр}})]; \quad (4.16)$$

$$L_{\text{тр}}^{\text{огр}} = G_{\text{св}}^{\text{огр}} [C_p ((t_{\text{пр}} - t_{\text{обр}})) - T_{\text{вр}} (S_{\text{пр}} - S_{\text{обр}})]. \quad (4.17)$$

Из приведенных формул следует, что температурным барьером, или температурой окружающей среды, ограничивающей совершение тепловой работы в системах отопления, является: в первом случае – температура наружного воздуха, а во втором – температура внутреннего воздуха.

Поэтому при стабильном поддержании температуры воздуха внутри отапливаемых жилых помещений на уровне 20 °С тепловая работа $l_{\text{тр}}^{\text{огр}}$ будет оставаться постоянной, в независимости от температуры наружного воздуха.

А вот тепловая работа $l_{\text{тр}}^{\text{инф}}$ и $L_{\text{тр}}^{\text{инф}}$ является переменной, величина этой работы зависит от температуры наружного воздуха. С понижением температуры наружного воздуха величина этой работы увеличивается, достигая максимума при расчетных температурах наружного воздуха.

Наиболее наглядно сравнить тепловую работу, выполняемую сетевой водой при покрытии рассматриваемых частей отопительной нагрузки, можно с помощью T - S -диаграммы, представленной на рис. 4.4.

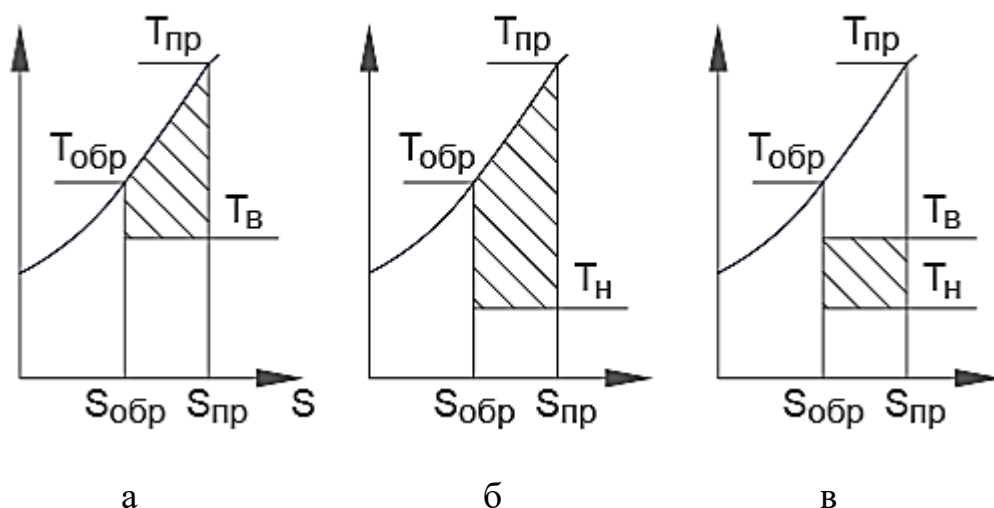


Рисунок 4.4 – Тепловая работа сетевой воды в T - S -диаграмме:

a – тепловая работа $l_{\text{тр}}^{\text{огр}}$; b – тепловая работа $l_{\text{тр}}^{\text{инф}}$; v – $\Delta l_{\text{тр}} = l_{\text{тр}}^{\text{инф}} - l_{\text{тр}}^{\text{огр}}$

Как видно из диаграммы $l_{\text{тр}}^{\text{инф}} > l_{\text{тр}}^{\text{огр}}$, что указывает на сравнительную эффективность использования сетевой воды для покрытия инфильтрационной части отопительной нагрузки.

Обращает на себя внимание тот факт, что при отсутствии тепловых потерь через ограждающие конструкции нагревание инфильтрационного воздуха можно обеспечить сетевой водой, подаваемой в отопительные приборы с более низкой температурой [4].

Контрольные вопросы

1. Каким образом рассчитывается отопительная нагрузка с использованием величины удельной теплопотери зданием?
2. От чего зависит температура внутреннего воздуха в отапливаемых помещениях здания?
3. Из каких слагаемых складывается отопительная нагрузка здания?
4. Как определяется полезно используемая теплота, входящая в отопительную нагрузку здания?
5. Что определяет величина кратности воздухообмена и какую имеет размерность?

ГЛАВА 5. ЭФФЕКТИВНОСТЬ СИСТЕМ ЦЕНТРАЛИЗОВАННОГО ТЕПЛОСНАБЖЕНИЯ

В сложных системах централизованного теплоснабжения (СЦТ) тепловой поток, соответствующий тепловым нагрузкам многочисленных отапливаемых зданий, формируется в источнике теплоснабжения и далее до отопительных приборов доставляется теплоносителем по трубопроводам тепловой сети.

Систему централизованного теплоснабжения можно представить в виде трех составляющих: источника теплоты, транспортных коммуникаций и отапливаемых зданий (потребителей теплоты). Общий КПД всей системы теплоснабжения $\eta_{\text{сцт}}$ зависит от КПД всех составляющих:

$$\eta_{\text{сцт}} = \eta_{\text{ист}} \cdot \eta_{\text{тс}} \cdot \eta_{\text{зд}}, \quad (5.1)$$

где $\eta_{\text{ист}}$ – КПД источника теплоснабжения;

$\eta_{\text{тс}}$ – КПД тепловых сетей;

$\eta_{\text{зд}}$ – КПД отапливаемых зданий.

Наиболее значимым и сложным звеном СЦТ являются тепловые сети, обеспечивающие транспортировку тепловой энергии от источника к системам теплоснабжения, а также регулирование отбора требуемого количества теплоты для покрытия отопительной нагрузки каждого присоединенного здания. Оценка эффективности указанных функций тепловой сети должна производиться с использованием отдельных значений КПД, а именно с помощью КПД транспорта $\eta_{\text{тр}}$ и КПД регулирования отбора теплоты из тепловой сети $\eta_{\text{рег}}$, осуществляемого в индивидуальном тепловом пункте (ИТП):

$$\eta_{\text{тс}} = \eta_{\text{тр}} \cdot \eta_{\text{рег}}. \quad (5.2)$$

С учетом соотношения (5.2) уравнение (5.1) можно представить в следующем виде:

$$\eta_{\text{сцт}} = \eta_{\text{ист}} \cdot \eta_{\text{тр}} \cdot \eta_{\text{рег}} \cdot \eta_{\text{зд}}. \quad (5.3)$$

Обращает на себя внимание то обстоятельство, что $\eta_{\text{ист}}$ и $\eta_{\text{тр}}$ относятся к показателям эффективности всей системы централизованного теплоснабжения, в то время как $\eta_{\text{рег}}$ и $\eta_{\text{зд}}$ характеризует эффективность лишь отапливаемого здания. Следует еще раз подчеркнуть, что КПД СЦТ ($\eta_{\text{сцт}}$) определяет процент полезного используемой теплоты сжигаемого топлива в источнике, подводимой с сетевой водой в ИТП отапливаемого здания, по общей трубопроводной системе, т. е. данный КПД характеризует эффективность теплоснабжения отдельного здания, подключенного к системе централизованного теплоснабжения [10].

При этом расход потребляемого в источнике топлива рассчитывается по следующей формуле:

$$B_{\text{т}} = \frac{Q_{\text{пол}}}{Q_{\text{р}}^{\text{н}} \eta_{\text{ист}} \eta_{\text{тр}} \eta_{\text{рег}} \eta_{\text{зд}}}. \quad (5.4)$$

Запишем уравнения, позволяющие определить значения КПД, входящих в соотношения (5.3) и (5.4).

КПД здания ($\eta_{зд}$) рассчитывается по формуле, представляющей отношение полезной теплоты отапливаемых помещений к отопительной нагрузке здания:

$$\eta_{зд} = \frac{Q_{пол}}{Q_{от}} = \frac{Q_{пол}}{Q_{инф} + Q_{огр}} = \frac{Q_{пол}}{Q_{пол} + Q_{изб} + Q_{огр}}. \quad (5.5)$$

Как видно из представленного уравнения, КПД отапливаемого здания зависит от тепловых потерь через его ограждающие конструкции, а также от величины избыточно поступающего воздуха в его внутренний объем. Значения КПД для энергоэффективных зданий лежат в следующих пределах: $\eta_{зд} = 0,6 \div 0,95$; для зданий средней энергоэффективности $\eta_{зд} = 0,4 \div 0,6$; для зданий низкой энергоэффективности $\eta_{зд} = 0,2 \div 0,4$.

Выражение для определения $\eta_{рег}$ представляет отношение отопительной нагрузки здания к величине подводимой к нему теплоты $Q_{подв}$:

$$\eta_{рег} = \frac{Q_{от}}{Q_{подв}}. \quad (5.6)$$

Опыт эксплуатации СЦТ подтверждает тот факт, что количество отбираемой из тепловой сети $Q_{отб}$ и подводимой к зданию $Q_{подв}$ теплоты не совпадает с отопительной нагрузкой. Как правило стабильно поддерживается следующее неравенство:

$$Q_{подв} > Q_{отб} > Q_{от}. \quad (5.7)$$

Низкое качество регулирования отбора теплоты из тепловой сети можно объяснить сложным, многоступенчатым характером регулирования тепловой нагрузки в СЦТ, осуществляемое по температуре наружного воздуха в то время как регулируемым параметром отопления является температура внутреннего воздуха в помещениях.

КПД транспортных коммуникаций, рассчитываемый по нижеследующей формуле, характеризует утечки тепловой энергии через тепловую изоляцию при транспортировке по трубопроводам тепловой сети.

Количество отпускаемой от источника теплоты $Q_{отп}$ превышает количество теплоты подводимой к зданию $Q_{подв}$. Таким образом, выражение для определения КПД транспортных коммуникаций можно записать в следующем виде:

$$\eta_{тр} = \frac{Q_{подв}}{Q_{отп}}. \quad (5.8)$$

При проведении оценочных расчетов эффективности СЦТ можно воспользоваться графиками зависимости $\eta_{тр}$ и $\eta_{рег}$ от числа зданий, присоединенных к тепловой сети, представленных на рис. 5.1

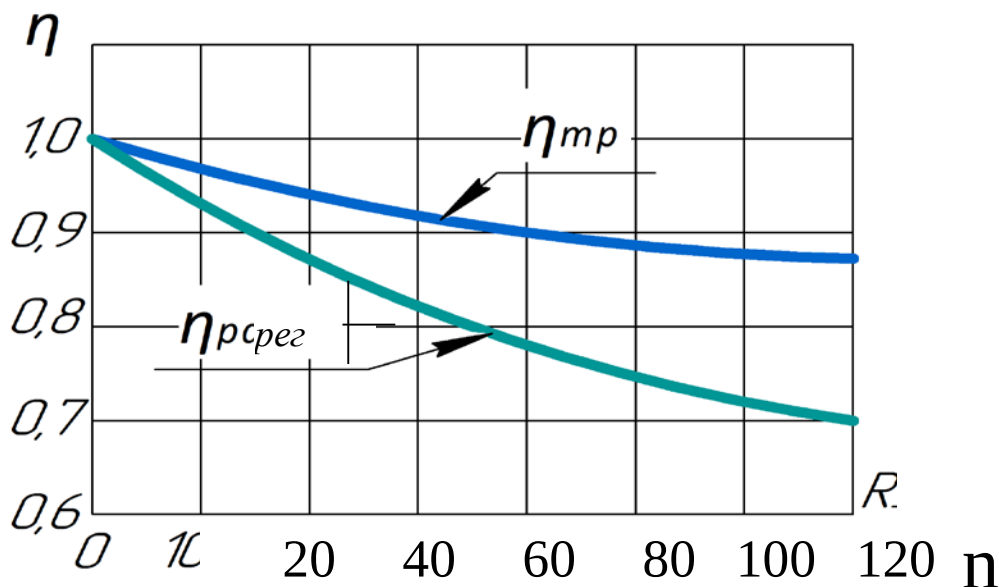


Рисунок 5.1 – Графики зависимости $\eta_{тр}$ и $\eta_{рег}$ от числа присоединенных зданий к единой тепловой сети

В качестве источника теплоснабжения коммунальных потребителей может использоваться водогрейная котельная или теплоэлектроцентраль (ТЭЦ) как источник электрической и тепловой энергии.

КПД водогрейной котельной рассчитывается по следующей формуле:

$$\eta_{кот} = \frac{Q_{ист}}{B_T Q_p^H} \quad (5.9)$$

КПД ТЭЦ определяется как отношение вырабатываемой электрической и тепловой энергии к энергии сжигаемого топлива:

$$\eta_{тэц} = \frac{Q_{ист} + N_э}{B_T Q_p^H}, \quad (5.10)$$

где $N_э$ – вырабатываемая электрическая энергия;

B_T – секундный расход топлива.

КПД современных крупных водогрейных котельных может достигать 75÷90 %, а КПД ТЭЦ (например, с противодавленческими турбинами) – 80÷85 %.

Контрольные вопросы

1. Из каких составляющих элементов состоит система централизованного теплоснабжения?
2. Как определяется КПД отапливаемого здания?
3. Как определяется КПД регулирования отбора теплоносителя из тепловой сети?
4. Как определяется КПД транспорта теплоносителя по тепловой сети?
5. Как влияет количество присоединенных абонентов на эффективность (КПД) тепловой сети?
6. Что влияет на расход потребляемого топлива в системах централизованного теплоснабжения?

ГЛАВА 6. ЭФФЕКТИВНОСТЬ ТРАНСПОРТА ТЕПЛОВОЙ ЭНЕРГИИ

На тепловые потери при транспортировке теплоносителя от источника до потребителя влияют следующие факторы:

1. Протяженность трубопроводов тепловой сети.
2. Температура теплоносителя.
3. Качество тепловой изоляции и коррозионный износ самих труб.

Для сравнения различных теплоизоляционных материалов и их оценки используют коэффициент эффективности тепловой изоляции [16]:

$$\eta_{\text{и}} = \frac{Q_{\text{н}} - Q_{\text{и}}}{Q_{\text{н}}}, \quad (6.1)$$

где $Q_{\text{н}}$, $Q_{\text{и}}$ – тепловые потери неизолированного и изолированного трубопровода. Для современных изоляционных материалов $\eta_{\text{и}} = 0,85 \div 0,95$.

Протяженность тепловых сетей средних и крупных городов исчисляются сотнями километров. Трубы, из которых монтируется тепловая сеть, поступают с заводов-изготовителей с готовой тепловой изоляцией. Расчет толщины изоляции производится на основании нормативных значений тепловых потерь в зависимости от диаметра трубопровода и величины теплопроводности принятой изоляции. На рис. 6.1 представлены стальные трубы заводского изготовления в тепловой изоляции.



Рисунок 6.1 – Стальные трубы в пенополиуретановой изоляции:
в стальной защитной оболочке для надземной прокладки и подземной прокладки в проходных каналах (слева); для подземной бесканальной прокладки (справа)

Потери теплоты с поверхности изоляции зависят от способов прокладки трубопроводов [14].

При надземной прокладке потери теплоты с поверхности изолированного трубопровода происходят за счет конвекции с учетом воздействия ветра. В таблице 6.1 приведены нормы потерь теплоты при надземной прокладке.

Таблица 6.1 – Нормы потерь теплоты одним изолированным трубопроводом при расчетной среднегодовой температуре наружного воздуха +5 °С

Наружный диаметр труб d_n , мм	Нормы потерь тепла, Вт/м			
	Разность среднегодовой температуры сетевой воды в подающем или обратном трубопроводах и наружного воздуха, °С			
	45	70	95	120
32	17	27	36	44
49	27	31	42	52
57	24	35	46	57
76	29	41	52	64
82	32	44	58	70
108	36	50	64	78
133	41	56	70	86
159	44	58	75	93
194	49	67	85	102
219	53	70	90	110
273	61	81	101	124
325	70	93	116	139
377	82	108	132	157
426	95	122	148	174
478	103	131	158	186
529	110	139	168	197
630	121	154	186	220
720	133	168	204	239
820	157	195	232	270
920	180	220	261	302
1020	209	255	296	339
1420	267	325	377	441

В случае канальной прокладки потери теплоты обусловлены конвекцией и излучением от поверхности изоляции трубопровода к внутренней поверхности канала, а далее теплота теплопроводностью передается слою грунта.

В случае бесканальной прокладки потери теплоты происходят за счет теплопроводности через стенку трубы, слой изоляции и грунта. Величина потерь теплоты зависит от глубины залегания трубопровода, теплопроводности грунта и его температуры.

Средняя температура грунта в течение отопительного периода принимается по климатологическим справочникам, а при проведении оценочных расчетов принимается равной $+ 5\text{ }^{\circ}\text{C}$.

Потери теплоты значительно возрастают с увеличением влажности тепловой изоляции. Влага к поверхности трубопровода поступает при затоплении их грунтовыми и поверхностными водами. Увлажнение изоляции при канальной прокладке возможно путем попадания конденсата, образующегося на поверхности канала, на теплозащитный слой. Для снижения воздействия капель на тепловую изоляцию необходима вентиляция каналов тепловых сетей.

Расчеты потерь теплоты с поверхности трубопроводов трудоемкие, поэтому в инженерной практике используют упрощенные формулы или табличные данные. Подробная методика расчета представлена в работе [14].

Необходимо помнить, что влажная изоляция теряет в 3–4 раза больше теплоты, чем сухая, имеющая влагозащитный слой. По данным, приведенным в работе [14], изоляция типа минеральная вата при намокании теряет больше теплоты, чем неизолированная поверхность трубы, если температура ее поверхности превышает $100\text{ }^{\circ}\text{C}$.

При бесканальной прокладке трубопроводов в качестве тепловой изоляции используются полимерные материалы, как правило, пенополиуретан. Особенностью всех полимерных материалов является их высокая чувствительность к превышению предельной рабочей температуры, которая зависит от рецептуры и технологического режима изготовления. Для большинства марок рабочая температура составляет до $130\text{ }^{\circ}\text{C}$, и лишь для некоторых составов достигает $150\text{--}170\text{ }^{\circ}\text{C}$. Для отдельных марок она составляет всего лишь $60\text{ }^{\circ}\text{C}$. Подающие же трубопроводы тепловых сетей работают, как правило с температурами, превышающими в расчетном режиме $100\text{ }^{\circ}\text{C}$. Это требует применения для тепловой изоляции вполне конкретных марок, способных работать в таком жестком температурном режиме. К сожалению, часто контроль качества используемого материала очень слаб. На практике это приводит к тому, что тепловая изоляция из полимерных материалов «выгорает» в течение первых двух лет эксплуатации. Поэтому прогнозирование старения тепловой изоляции, изготавливаемой относительно небольшими партиями в условиях полукустарного производства, является весьма трудной задачей. Более-менее надежные результаты могут быть получены только применительно к изоляции, формование которой производится в заводских условиях на автоматических линиях в условиях точного соблюдения технологических требований к составу исходного сырья и режимов полимеризации.

Правильно изготовленная изоляция из полимерных материалов может служить достаточно долго (по литературным данным, до 40–50 лет). Старение ее не ведет к уменьшению толщины слоя, а лишь незначительно изменяет физико-механические свойства.

Для пенополиуретана коэффициент старения составляет при сроках эксплуатации, лет:

- до 5–1;

- от 5 до 10–1,02;
- от 10 до 15–1,035;
- от 15 до 20–1,05;
- более 20–1,065.

Такие небольшие коэффициенты старения требуют практического подтверждения путем периодического обследования существующих конструкций. Пока что опыт эксплуатации тепловой изоляции из пенополиуретана в отечественных условиях не подтверждает столь высокую стойкость данного материала.

В табл. 6.2 приведены ориентировочные величины тепловых потерь трубопроводов при различных способах прокладки.

Таблица 6.2 – Величины тепловых потерь трубопроводов при различных способах прокладки

Наружный диаметр тр-да, мм	Толщина стенки тр-да, мм	Расчетные потери (бесканальная прокладка в ГШУ), Вт/м	Расчетные годовые потери (бесканальная прокладка в ППУ), Гкал/км	Расчетные потери (канальная прокладка в старом АПБ), Вт/м	Расчетные годовые потери (канальная прокладка в старом АПБ), Гкал/км
57	3,0	43,4	168,2	45,0	202,6
76	3,0	50,1	194,4	52,5	236,4
89	4,0	52,8	204,8	74,0	333,2
108	4,0	58,4	226,4	80,0	360,2
133	4,0	66,4	257,5	115,0	517,7
159	4,5	73,8	286,3	125,0	562,8
219	6,0	86,9	337,1	183,0	823,9
273	7,0	86,6	336,0	213,0	959,0
325	7,0	97,3	377,2	474,0	1785,1
426	7,0	112,6	436,8	672,0	2530,8
530	7,0	107,0	414,8	791,0	2979,0
630	8,0	125,5	486,8	1032,0	3886,6
720	8,0	133,6	518,1	1152,0	4338,6
820	9,0	137,8	534,4	1280,0	4820,6
920	10,0	148,6	576,5	1408,0	5302,7
1020	11,0	159,3	617,8	1536,0	5784,8
1220	11,0	165,1	640,4	1800,0	6779,0
1420	12,0	180,1	698,5	2304,0	8677,1

Основными причинами аварий на тепловых сетях являются коррозионные повреждения трубопроводов. Коррозии подвержены как наружная, так и внутренняя стороны трубопровода, однако причины и интенсивность коррозионного процесса существенно отличаются.

В работе [23] приведены данные о соотношении между количеством дефектов, вызванных наружной и внутренней коррозией, которые составляют $82,46/17,54 = 4,7$, тем самым подтверждая то обстоятельство, что интенсивность

поражения объектов тепловых сетей наружной коррозией превышает соответствующую интенсивность внутренней коррозии в 4,7 раза.

Общий анализ статистических данных об авариях трубопроводов тепловых сетей показывает, что почти 70 % всех дефектов из-за коррозионных процессов приходится на тепловые камеры, а менее 30 % – на линейную часть теплопроводов.

Детальный анализ дефектов в тепловых камерах показывает, что 47 % из них приходится на трубопроводы в зоне перехода через стенки камеры, 31 % – на трубные переходы и перемычки и 12 % – это дефекты, возникающие в компенсаторах [23].

Основной причиной усиленной коррозии в зоне перехода труб из тепловой камеры за ее пределы является различный доступ воздуха к поверхности трубы, создающий эффект макрогальванического элемента. Участок трубы, имеющий больший доступ к кислороду (участок трубы находящийся в открытом пространстве камеры), является катодом, а участок трубы, выходящий из тепловой камеры в грунт – анодом, на котором и происходит интенсивная коррозия.

Для исключения причин, создающих эффект макрогальванического элемента, на поверхности труб и арматуры, выполняющей роль катода, необходима полная изоляция поверхности этих элементов от атмосферы внутри тепловых камер.

Причинами дефектов на трубных переходах и перемычках является внутренняя коррозия, обусловленная эрозионными процессами. Механическое воздействие потока на поверхность трубы приводит к эрозионному износу в зонах максимального завихрения. По мнению автора работы [23], в этих зонах усиливается интенсивность и частота микровзрывов пузырей паровой фазы теплоносителя на поверхности трубы, что также интенсифицирует эрозионную коррозию.

Внутренняя эрозийная коррозия является причиной дефектов, возникающих и в компенсаторах.

Проблема защиты теплопроводов и арматуры в тепловых камерах от наружной коррозии в настоящее время решается методом изоляции металла от коррозионной среды с помощью лакокрасочных покрытий.

Однако применяемые лакокрасочные материалы не обеспечивают необходимую защиту металла от коррозии.

Поэтому важнейшей задачей является разработка новых конструкций теплопроводов, способных повысить их устойчивость к коррозии и снизить сверхнормативные потери тепловой энергии при ее транспортировке.

В тепловых сетях происходят потери теплоты с утечками теплоносителя. Причинами утечек, как следует из вышеуказанного, является разрушение трубопроводов от внешней и внутренней коррозии, неплотности запорной и регулирующей арматуры, дефекты монтажа.

Утечки могут быть постоянными либо возникать при авариях из-за разрывов трубопроводов. Большая часть аварий приходится на подающие

трубопроводы, в которых движется вода с более высокой температурой и давлением. В работе [14] приведены величины утечек теплоносителя через отверстия диаметром d (мм), представленные в следующей табл. 6.3.

Приведенные в таблице данные свидетельствуют о значительных потерях тепловой энергии и теплоносителя в некачественных трубопроводах.

Нормативные значения часовых утечек теплоносителя при эксплуатации тепловых сетей составляет 0,25 % объема сети.

Таблица 6.3 – Утечки теплоносителя через отверстия диаметром d , мм

Диаметр, мм	0,2	0,5	0,7	1,0	1,5
Утечки:					
Часовые пара, кг/ч	0,6	1,4	1,9	2,7	4,1
Годовые пара, т/год	5,2	12,3	16,6	23,7	35,9
Часовые воды, кг/ч	4,5	7,1	8,4	10,0	12,0
Годовые воды, т/год	39,4	62,2	73,6	87,6	105,1

Для оценки величины утечек пара из подающих паропроводов в работе [14] рекомендуется использовать следующую формулу:

$$G_{\text{ут}} = 2,3 \cdot F_{\text{отв}} \cdot \varphi \cdot \sqrt{\rho \cdot P}, \quad (6.2)$$

где $F_{\text{отв}}$ – площадь отверстия в трубопроводе, мм²;

φ – коэффициент расхода пара ($\varphi = 0,62$);

ρ – плотность пара, кг/м³;

P – абсолютное давление пара в паропроводе, МН/м² (10 ата = 1,1 МН/м²).

Потери теплоносителя из-за утечек должны быть восполнены расходом подпиточной воды в источнике энергоснабжения. Подпиточная вода как необходимый ресурсный компонент имеет свою стоимость, и на ее приобретение затрачиваются денежные средства.

Кроме того, подпиточная вода должна пройти необходимую очистку, что тоже требует денежных затрат. Затем подпиточную воду нужно нагреть от ее начальной температуры до температуры в подающем трубопроводе. Начальная температура, или температура холодной воды в летний период принимается равной +15 °С, в зимний +5 °С. Указанный нагрев связан с дополнительным расходом топлива и соответствующими денежными затратами.

Таким образом, суммарные затраты денежных средств на восполнение потерь теплоносителя в тепловой сети складывается из следующих составляющих:

$$S = (S_{\text{в}} \cdot G_{\text{ут}} + S_{\text{хво}} \cdot G_{\text{ут}} + S_{\text{т}} \cdot Q) \cdot \tau, \quad (6.3)$$

где S – стоимость подготовки и нагрева 1 кг подпиточной воды, руб/кг;

$S_{\text{в}}$ – стоимость 1 кг подпиточной воды, руб/кг;

$S_{\text{хво}}$ – стоимость химводоподготовки 1 кг подпиточной воды, руб/кг;

$S_{\text{т}}$ – стоимость подогрева 1 кг подпиточной воды, руб/кг;

Q – количество теплоты для подогрева подпиточной воды, равной расходу утечек, руб/(кДж/ч);

τ – длительность рассматриваемого периода, ч.

Контрольные вопросы

1. Какие материалы и с какой теплопроводностью применяются для тепловой изоляции транспортных трубопроводов тепловой сети?
2. Как влияет влажность изоляции на величину тепловых потерь?
3. Внутренняя или внешняя коррозия является основной причиной аварий на трубопроводах?
4. Что такое внутренняя и внешняя коррозия?
5. От чего зависит интенсивность внутренней коррозии?
6. От чего зависит интенсивность внешней коррозии?

ГЛАВА 7. ЭФФЕКТИВНОСТЬ РЕГУЛИРОВАНИЯ ТЕПЛОВОЙ НАГРУЗКИ В СИСТЕМАХ ЦЕНТРАЛИЗОВАННОГО И ДЕЦЕНТРАЛИЗОВАННОГО ТЕПЛОСНАБЖЕНИЯ

Для решения задачи эффективного теплоснабжения потребителей, в том числе распределения тепловой нагрузки между ними, в системах теплоснабжения применяется регулирование тепловой нагрузки.

В настоящее время наряду с системами централизованного теплоснабжения широкое распространение получили децентрализованные системы (СДТ), в которых источник теплоты располагается непосредственно в отапливаемых помещениях, зданиях или вблизи них. На рис. 7.1 представлен бытовой водогрейный котел, установленный непосредственно в отдельной квартире или доме.



Рисунок 7.1 – Котел для индивидуального отопления

Децентрализация на базе высокоэффективных бытовых котлов последних поколений (включая конденсационные) с системами автоматического регулирования позволяют в полной мере удовлетворить запросы самого требовательного потребителя по поддержанию требуемого температурного режима.

На рис. 7.2 представлена блок-схема регулирования подводимой отопительной нагрузки в системах СДТ, включающая в себя датчик регулируемого параметра, электронный регулятор, исполнительный механизм.

Объектом регулирования является одно или несколько отапливаемых помещений. Датчик регулируемого параметра, в качестве которого используется температура внутреннего воздуха, устанавливается непосредственно в одном из отапливаемых помещений, сигнал от которого постоянно поступает в электронный регулятор. При увеличении температуры воздуха выше заданного

значения, зафиксированного задающим устройством, регулятор посредством исполнительного механизма выводит котел из работы и, наоборот, при понижении температуры вводит котел в рабочее состояние.

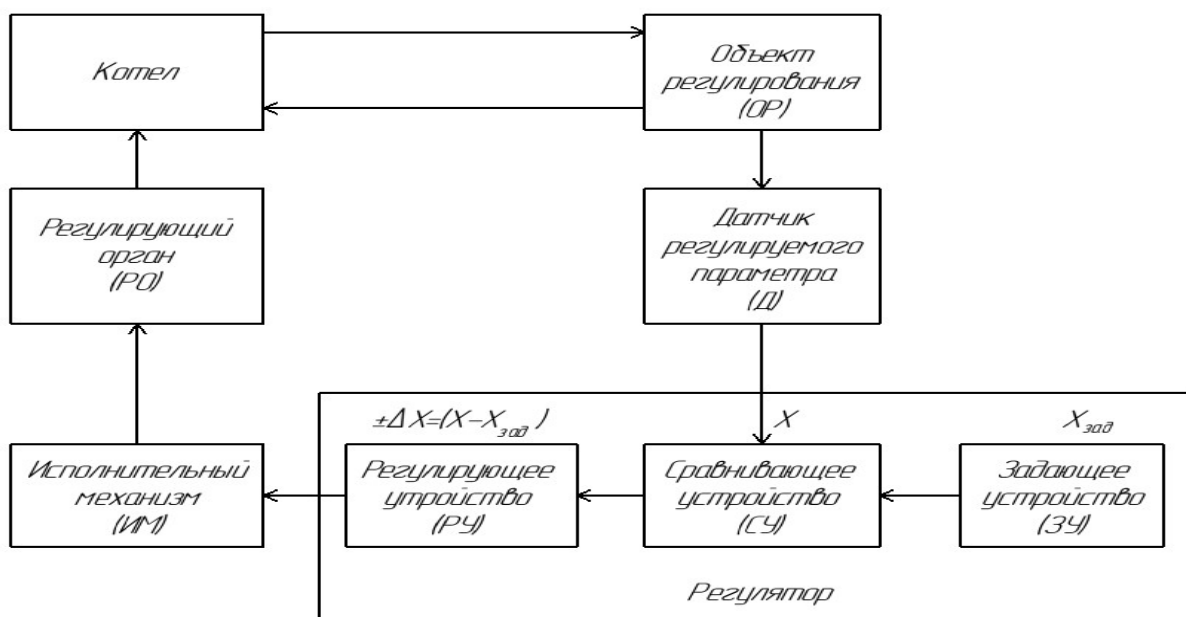


Рисунок. 7.2 – Блок-схема регулирования температуры воздуха в отопляемом помещении в системах СДТ

Указанное регулирование исключает переотопливание и недоотопливание помещений, т. к. датчик внутренней температуры фиксирует все возможные тепlopоступления от бытовых приборов и людей, обеспечивая тем самым существенную экономию топлива в источнике теплоснабжения [21].

В системах централизованного теплоснабжения такая система регулирования невозможна, т. к. источник отдален от систем тепlopотребления многочисленных абонентов и связан с ними протяженной и разветвленной тепловой сетью.

В СЦТ реализуется многоступенчатое регулирование тепловой нагрузки, осуществляемое на этапах производства и потребления теплоты, что значительно усложняет этот процесс и снижает его эффективность. Ступенчатое регулирование основано на поддержании баланса производимой и потребляемой тепловой энергии в зависимости от температуры наружного воздуха. В процессе производства тепловой энергии реализуется центральное качественное регулирование (ЦКР), при котором количество отпускаемой от источника теплоты регулируется путем изменения температуры сетевой воды в подающем трубопроводе в зависимости от температуры наружного воздуха, при неизменном расходе теплоносителя.

Для реализации качественного способа регулирования строится температурный график, как правило, с расчетными температурами сетевой воды

в прямом и обратном трубопроводах $t_{\text{пр}}/t_{\text{обр}} = 150/70$. Температура сетевой воды в подающем и обратном трубопроводах должна соответствовать текущему значению температуры наружного воздуха, что достигается с помощью диспетчерского регулирования температурного режима тепловой сети.

Однако температура наружного воздуха не является регулируемым параметром системы отопления. Ориентация на этот параметр не обеспечивает автоматическую поддержку внутренней температуры воздушной среды в отапливаемых помещениях на требуемом уровне.

Многоступенчатость регулирования заключается в том, что **качественное** регулирование в источнике дополняется **количественным** регулированием в системах теплоснабжения, осуществляемого в ИТП и на отопительных приборах. При этом абонент из тепловой сети отбирает различное количество теплоносителя в зависимости от температуры наружного воздуха. Такой способ относят к, так называемому, погодному регулированию.

В качестве регулирующих органов применяются двухходовые и трехходовые клапаны, представленные на рис. 7.3.

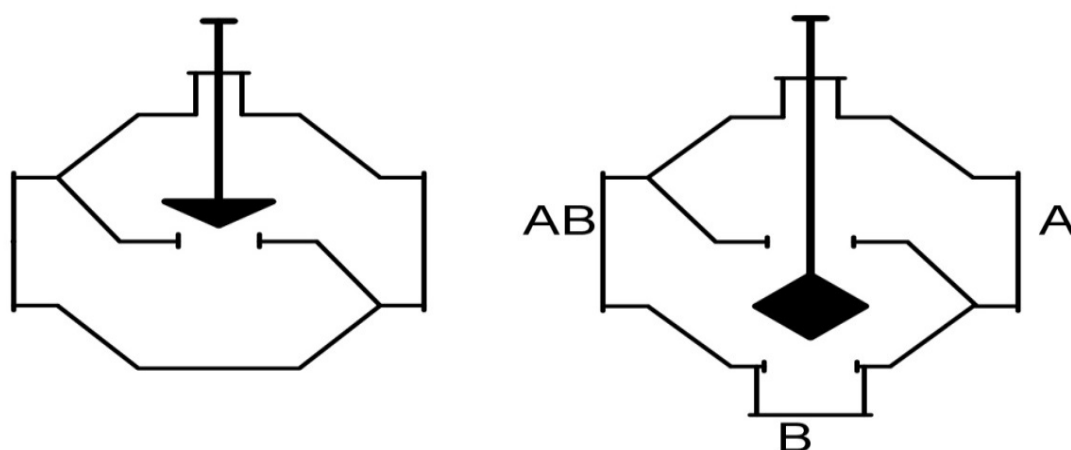


Рисунок 7.3 – Типы регулирующих органов:
а – двухходовой; б – трехходовой

Регулирующий орган представляет собой переменное гидравлическое сопротивление в виде клапана. В таких устройствах изменение гидравлического сопротивления и пропускной способности происходит за счет проходного сечения в зависимости от линейного хода подвижной части затвора, состоящего из седла и плунжера. Трехходовой клапан применяется в тех случаях, когда температура сетевой воды в прямом трубопроводе превышает $100\text{ }^{\circ}\text{C}$ и требуется ее понижение перед подачей в отопительные приборы. Подмешивание сетевой воды из обратного трубопровода решает данную задачу.

Структурная блок-схема такого регулирования представлена на рис. 7.4. При таком способе регулятор, получая сигнал лишь от датчика наружной температур, обеспечивает отбор теплоносителя из тепловой сети и его подачу в систему отопления без учета внутреннего состояния воздушной среды в обогреваемых помещениях здания.

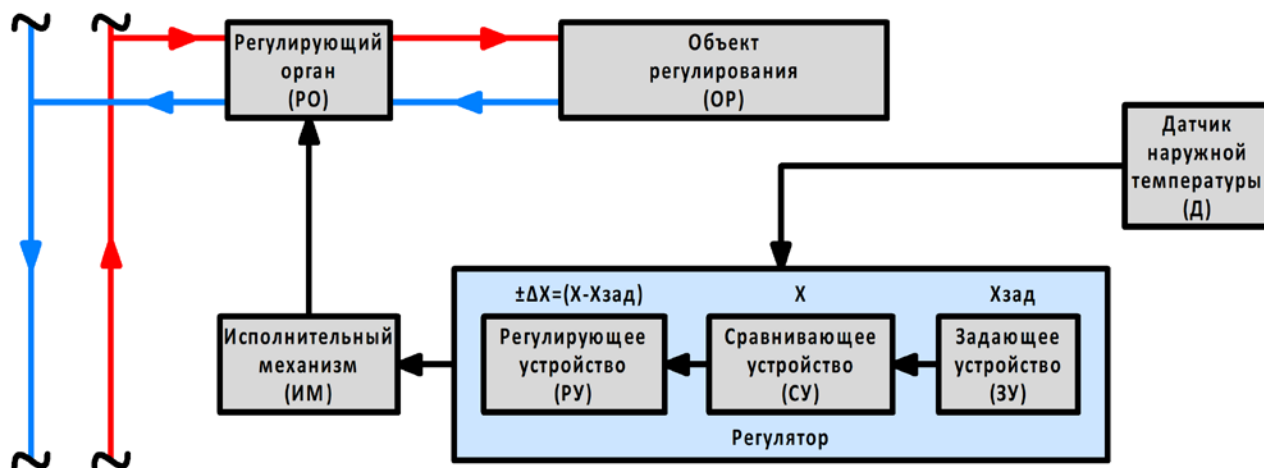


Рисунок 7.4 – Блок-схема регулирования расхода теплоносителя в ИТП зданий

Количество отбираемой теплоты из прямого трубопровода зависит от отбираемого расхода сетевой воды, а также его энтальпии или температуры.

$$Q_{отб} = G_{отб} \cdot h_{пр} = G_{отб} \cdot C_p \cdot \tau_{пр}, \quad (7.1)$$

где $G_{отб}$ – количество отбираемого теплоносителя;

$h_{пр}$ – энтальпия сетевой воды в подающем трубопроводе;

$\tau_{пр}$ – температура сетевой воды в подающем трубопроводе.

Так как температура сетевой воды не может быть изменена в системах теплоснабжения, то в регулятор закладывается программа открытия регулирующего клапан в зависимости от температуры наружного воздуха, что подчеркивает важность не температурного, а гидравлического режима работы тепловой сети, обеспечивающего необходимый отбор теплоносителя из тепловой сети.

О проблемах, возникающих в СЦТ при реализации качественного регулирования, свидетельствуют действительные температурные графики сетевой воды. Результаты исследований фактических температурных графиков в некоторых городах РФ, проводимых Ульяновским государственным техническим университетом, представлены в работе [25].

На рис. 7.5 показаны полученные расчетные и фактические (диспетчерские) температурные графики для г. Ульяновска [25, 26]. Как видно, при температурах наружного воздуха до $-12\text{ }^{\circ}\text{C}$ температура сетевой воды в прямом трубопроводе существенно превышает расчетные значения, а при температурах ниже $-12\text{ }^{\circ}\text{C}$ значительной ниже. Фактическая температура в обратном трубопроводе во всем диапазоне наружной температуре превышает расчетные значения.

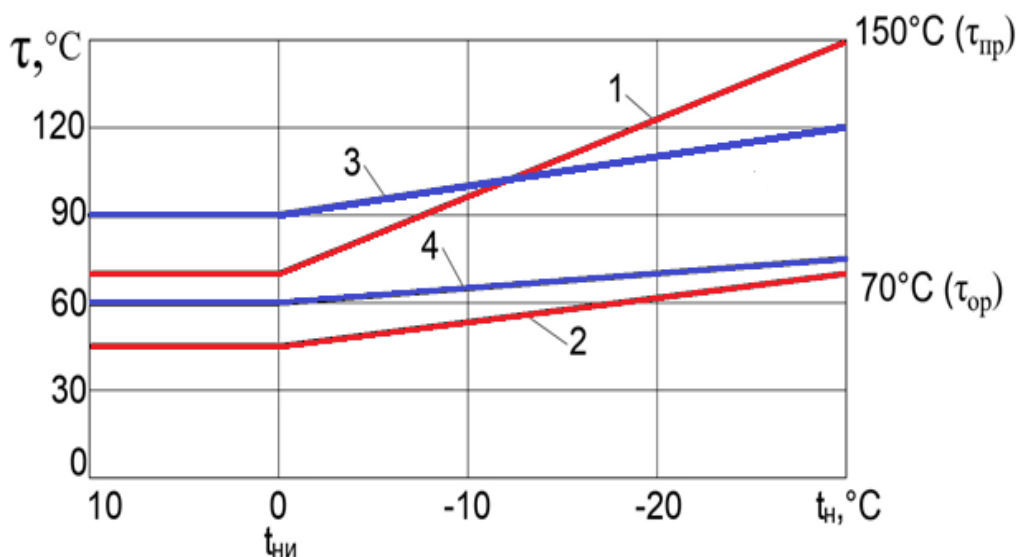


Рисунок 7.5 – Фактический и расчетный температурные графики:
 1, 2 – расчетная температура сетевой воды по графику 150/70;
 3, 4 – фактическая температура сетевой воды в подающем и обратном трубопроводах тепловой сети

Аналогичная картина наблюдается в системах теплоснабжения других городов РФ. Так в теплосети г. Иваново фактический температурный график, представленный на рис. 7.6 выглядит в виде двух горизонтальных прямых, т. е. имеющих постоянную температуру сетевой воды во всем диапазоне наружных температур.

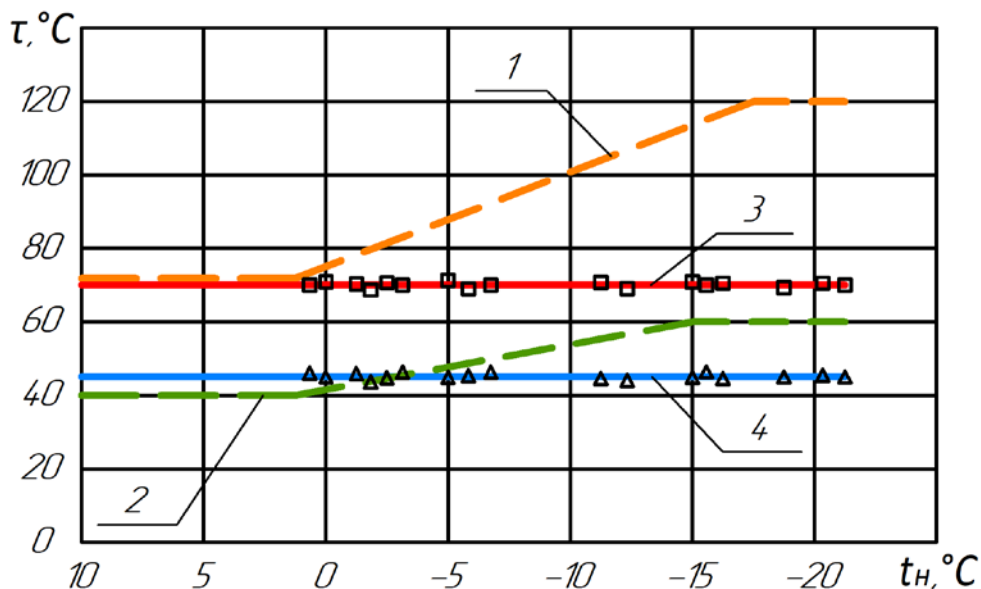


Рисунок 7.6 – Сравнение действительных температур сетевой воды в теплосети г. Иваново с температурным графиком 150/70 °C со срезкой на 120 °C:
 1, 2 – температуры сетевой воды в подающем и обратной магистралях по графику 150/70; 3, 4 – фактические температуры сетевой воды в подающей и обратной магистралях тепловой сети

В работе [27] несовпадение расчетных и фактических температурных графиков объясняется следующими ограничениями, не позволяющими осуществлять регулирование в требуемом диапазоне тепловых нагрузок в соответствии с метеорологическими условиям. К числу таких ограничений относят:

- 1) значительный фактический износ технологического оборудования теплоисточников и тепловых сетей;
- 2) дефицит мощности теплоисточников и недостаточная пропускная способность тепловых сетей;
- 3) лимитированная подача сетевого газа или задержка в поставке других видов.

Указанные ограничения, по мнению авторов работы [27], особенно существенны при низких температурах наружного воздуха, когда расчетная по отопительному графику температура теплоносителя должна составлять 130-150 °С, а фактические ее значения находятся в пределах 80–90 °С. С понижением температуры наружного воздуха до расчетного значения (-30 °С) величина недогрева возрастает до 60–70 °С. Как считают авторы, помимо ухудшения условий жизнеобитания в зданиях, разрегулировка тепловой сети, вызванная действиями персонала, обслуживающего абонентские пункты, а также пониженные параметры теплоносителя в тепловой сети усиливают неблагоприятное влияние горячего водоснабжения на работу систем отопления.

Однако опыт эксплуатации систем централизованного теплоснабжения при работе тепловой сети по фактическому (диспетчерскому) тепловому графику показывает, что качество отопления в большинстве жилых зданий не снижается, поэтому требуется определение других причин их несовпадения.

На наш взгляд, количественный способ регулирования предполагает, что при одинаковой температуре наружного воздуха, каждый абонент может забрать из сети как максимальное, так и минимальное количество теплоносителя не зависимо от тепловой нагрузки, а также от качества строительных конструкций, т. е. от энергоэффективности здания. Такая работа предполагает, что тепловая сеть должна быть наполнена максимальным количеством энергии, независимо от того будет ли она востребована или нет. Такое наполнение обеспечивается максимальной циркуляцией сетевой воды в трубопроводах тепловой сети, а это в свою очередь позволяет покрывать тепловые нагрузки зданий при **маломеняющихся** температурах теплоносителя, как это видно из фактических температурных графиков.

Регулирующий клапан, в зависимости от температуры наружного воздуха занимает определенное положение, обеспечивающее пропуск необходимого расхода теплоносителя. Если в этот момент произойдет повышение температуры сетевой воды в источнике, то клапан не изменит площадь проходного сечения, и потребитель получит дополнительное количество ненужной ему теплоты. Такая работа указывает на сложность сочетания в единой тепловой сети двух различных способов регулирования отопительной нагрузки, а именно качественного в источнике (на одном конце трубы) и количественного в системе теплоснабжения (на другом конце трубы).

Отбор из общего теплопровода строго необходимого количества теплоты для каждого здания при переменных тепловых нагрузках и постоянно меняющемся гидравлическом режиме из-за переменных отборов сетевой воды становится трудновыполнимой задачей для теплопринимающих организаций.

На рис. 7.7 представлена функциональная схема автоматизированного ИТП с подогревателем ГВС (закрытая схема) и с зависимым присоединением системы отопления, описанная в работе Покотилова В. В. [16, 21].

Узел коммерческого учета потребляемой теплоты включает в себя расходомер 10 и датчики температуры воды 9 на подающем и обратном трубопроводах тепловой сети. Счетчик потребляемой теплоты 11 соединен линиями связи с датчиками 9 и 10.

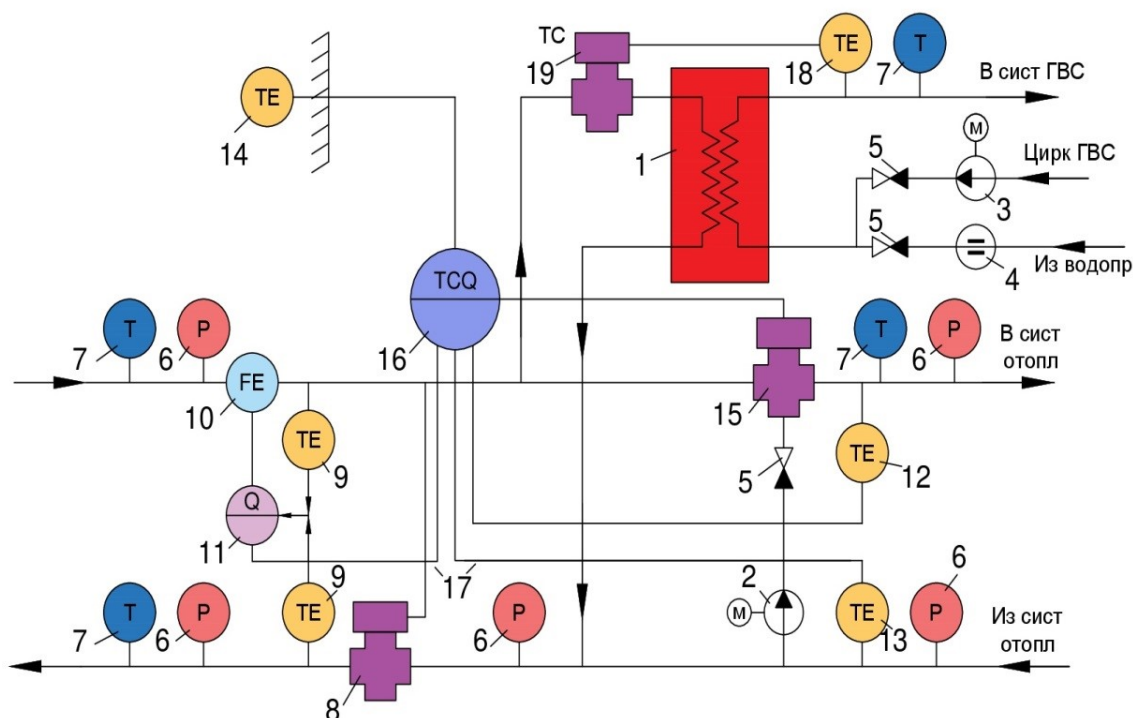


Рисунок 7.7 – Функциональная схема автоматизированного ИТП:

- 1 – водонагреватель системы ГВС; 2 – насос смесительный системы отопления;
- 3 – циркуляционный насос ГВС; 4 – расходомер холодной воды; 5 – обратный клапан; 6 – манометр показывающий; 7 – термометр показывающий;
- 8 – регулятор перепада давления прямого действия; 9 – датчик температуры теплоносителя погружной; 10 – датчик расхода теплоносителя на вводе тепловой сети; 11 – счетчик учета потребляемой теплоты; 12 – датчик температуры воды системы отопления; 13 – датчик температуры воды в обратном трубопроводе системы отопления; 14 – датчик температуры наружного воздуха; 15 – исполнительное устройство (трехходовой смесительный клапан); 16 – следящий регулятор температуры сетевой воды в подающем трубопроводе; 17 – линия связи счетчика коммерческого учета теплоты с регулятором; 18 – датчик температуры системы ГВС; 19 – исполнительный механизм и регулирующее устройство системы ГВС

Узел коммерческого учета потребляемой теплоты включает в себя расходомер 10 и датчики температуры воды 9 на подающем и обратном трубопроводах тепловой сети. Счетчик потребляемой теплоты 11 соединен линиями связи с датчиками 9 и 10.

Регулятор давления 8 в виде единого изделия, включающее в себя регулирующее устройство и регулирующий орган, в автоматическом режиме поддерживает перепад давлений между подающим и обратным трубопроводами. Данный регулятор устанавливается на обратном трубопроводе и имеет линию связи с точкой отбора давления на подающем трубопроводе.

Схема автоматического регулирования заданной температуры горячей воды в системе ГВС включает в себя датчик температуры 18, устанавливаемый на трубопроводе после теплообменника, а также регулирующий орган с регулятором температуры 19, устанавливаемый на подающем трубопроводе первичного теплоносителя.

Датчик температуры 18 линией связи соединен с регулятором 19. Непосредственное соединение прибора 19 с регулирующим органом (клапаном) предполагает применение регулятора прямого действия в виде единого изделия.

Схема автоматического регулирования температуры теплоносителя системы отопления в зависимости от изменения температуры наружного воздуха (по графику ЦКР) включает в себя датчик регулируемого параметра 12, соединенный с регулятором температуры 16, который соединен с исполнительным механизмом регулирующего органа в виде трехходового смесительного клапана.

Регулятор 16 содержит в себе задаваемую программу, в данном случае – температурный график ЦКР. Прибор устанавливается на щите управления. Датчики температуры наружного воздуха 14, датчик температуры обратного теплоносителя 13 и линия связи 17 относятся к комплексу задающих устройств регулятора. Датчик 14 является элементом задающего устройства, отслеживающего график ЦКР, по которому регулируется температура теплоносителя, подаваемого из источника.

Датчик 13 предназначен для обеспечения регулятора 16 сигналом, соответствующим температуре сетевой воды в обратном трубопроводе в зависимости от температуры наружного воздуха. Линия связи 17 обозначает сигнал ограничения максимального расхода воды из тепловой сети на ввод в ИТП.

Показывающие манометры и термометры на схеме обозначены, соответственно, позициями 6 и 7.

В некоторой степени улучшить регулирование подвода теплоты к отопительным приборам могут термостатические головки, устанавливаемые на батареях и позволяющие корректировать температурный режим в отапливаемых помещениях.

На рис. 7.8 представлено устройство термостатической головки. В таких приборах регулирования совместно объединены датчик, регулятор с задатчиком и исполнительный механизм.

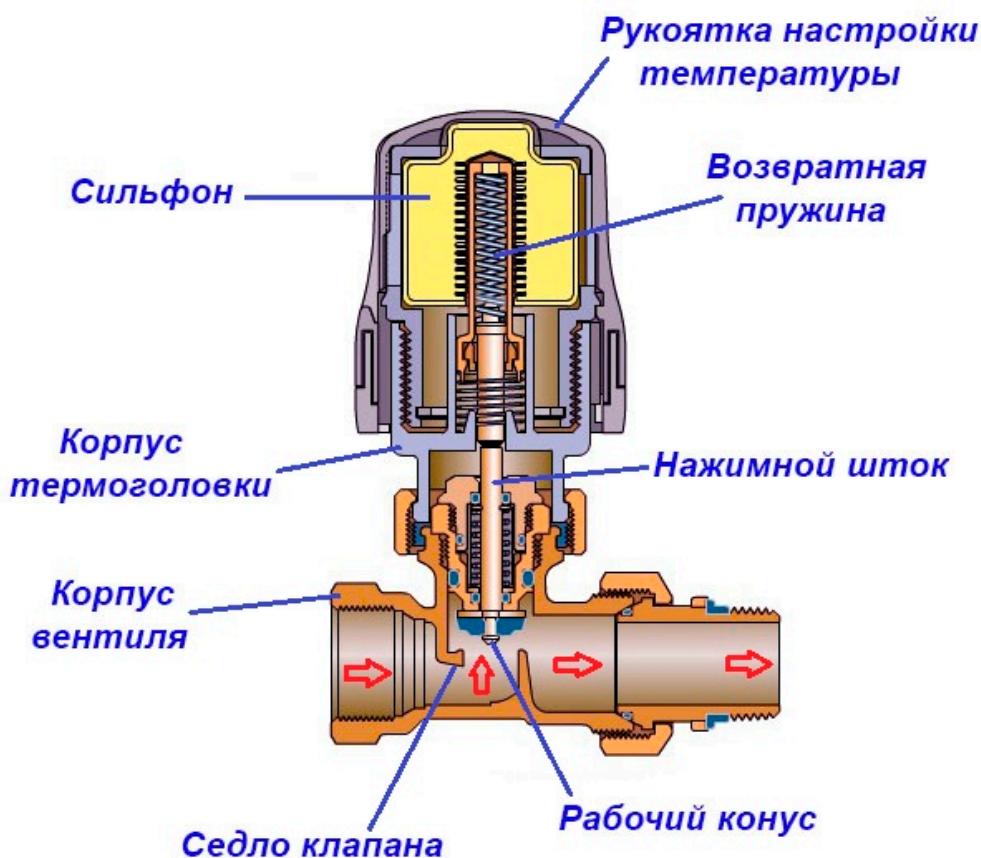


Рисунок 7.8 – Устройство термостатической головки

В основе устройства – сильфон в виде небольшого гибкого цилиндра. Сильфон заполнен жидким либо газообразным веществом, обладающий высоким коэффициентом теплового расширения. Как только температура воздуха в помещении превышает нормируемое значение, под влиянием внутренней среды сильфон увеличивается в объеме и приводит в движение нажимной шток. В результате сечение проходного канала термоголовки сужается, что приводит к снижению расхода теплоносителя, поступающего в отопительный прибор (батарею), а следовательно – к снижению температуры его поверхности и окружающего воздуха.

По мере снижения температуры воздуха в помещении происходит остывание жидкости или газа в сильфоне, цилиндр теряет свой объем. Шток поднимается, увеличивая проходное сечение клапана и тем самым увеличивая расход теплоносителя через батарею и повышая температуру в помещении.

Данные регуляторы относятся к типу пропорциональных, или статических. В таких устройствах изменение положения регулирующего органа пропорционально отклонению регулируемого параметра от его заданного

значения. Преимуществом П-регулятора является его быстроедействие и высокая устойчивость процесса регулирования.

Недостатком является наличие остаточного отклонения регулируемого параметра, что снижает точность регулирования. Остаточное отклонение может быть выше или ниже задаваемого параметра в зависимости от повышения или снижения возмущающего воздействия в объекте регулирования. При возникновении возмущающего воздействия изменяется регулируемый параметр. Так как П-регулятором задаваемое значение $X_{\text{зад}}$ не устанавливается, а устанавливается какое-либо из значений X_{max} или X_{mi} , отличающееся от заданного значения $X_{\text{зад}}$ на величину остаточного отклонения, то регулятор прямого действия возвращает объект регулирования не к заданному параметру $X_{\text{зад}}$, а к его максимальному X_{max} или X_{min} значению.

Общим недостатком всех регуляторов, основанных на изменении расхода теплоносителя является то, что их применение возможно только на потоке уже выработанной в источнике тепловой энергии и их использование не влияет на потребление топлива.

Применяемые системы регулирования ставят в неравные условия теплоснабжающие и теплопотребляющие организации. Так, потребитель тепловой энергии может позволить себе отказаться от приема тепловой энергии или ограничить ее, в то время как поставщик вынужден выдавать в тепловую сеть тепловую энергию в избыточном количестве, чтобы исключить недотапливание любого здания, подключенного к данной сети. Отсутствие сбалансированности между производством и потреблением тепловой энергии приводит к значительному перерасходу топлива и отрицательно влияет на экономику энергетики.

Контрольные вопросы

1. Назначение температурного графика в системах централизованного теплоснабжения.
2. Почему не совпадает расчетный и фактический температурный график?
3. В чем принципиальное отличие в регулировании отопительной нагрузки, осуществляемой в системах СДТ и СЦТ?
4. Может ли применяться качественный способ регулирования в системах теплопотребления?
5. Устройство термостатической головки.

ГЛАВА 8. ЭФФЕКТИВНОСТЬ ВЕНТИЛЯЦИИ ОТАПЛИВАЕМЫХ ПОМЕЩЕНИЙ

Под вентиляцией будем понимать процесс воздухообмена в отапливаемых помещениях. В отопительный период наружный воздух, поступающий во внутренний объем отапливаемых помещений, требует нагревания, поэтому процесс вентиляции неразрывно связан с отоплением.

В современном домостроении применяются две системы вентиляции: естественная и принудительная. При естественной вентиляции наружный воздух проникает в отапливаемые помещения через ограждающие конструкции. Воздухопроницаемостью обладают все наружные ограждения, но в расчете воздухообмена обычно учитывается только инфильтрация через окна, балконные двери и витражи. Нормы плотности остальных ограждений исключают возможность воздухопроницаемости ощутимо влиять на величину воздухообмена. В некоторой степени данная проблема решается путем установки вентиляционных клапанов (рис. 4.1), обеспечивающих дозированное поступление воздуха в проветриваемое помещение.

При естественной вентиляции наружный воздух, поступающий в помещения дома через неплотности в ограждающих конструкциях и вентиляционный клапан, нагревается в отопительных приборах системы отопления до температуры, поддерживаемой внутри здания. Кроме того, масса воздуха, заполняющая внутреннее пространство помещений, получает чрез отопительные приборы дополнительное количество энергии, позволяющее компенсировать тепловые потери через ограждающие конструкции здания.

На рис. 8.1 представлена схема отопления отдельной квартиры с естественной вентиляцией и с использованием отопительных приборов.

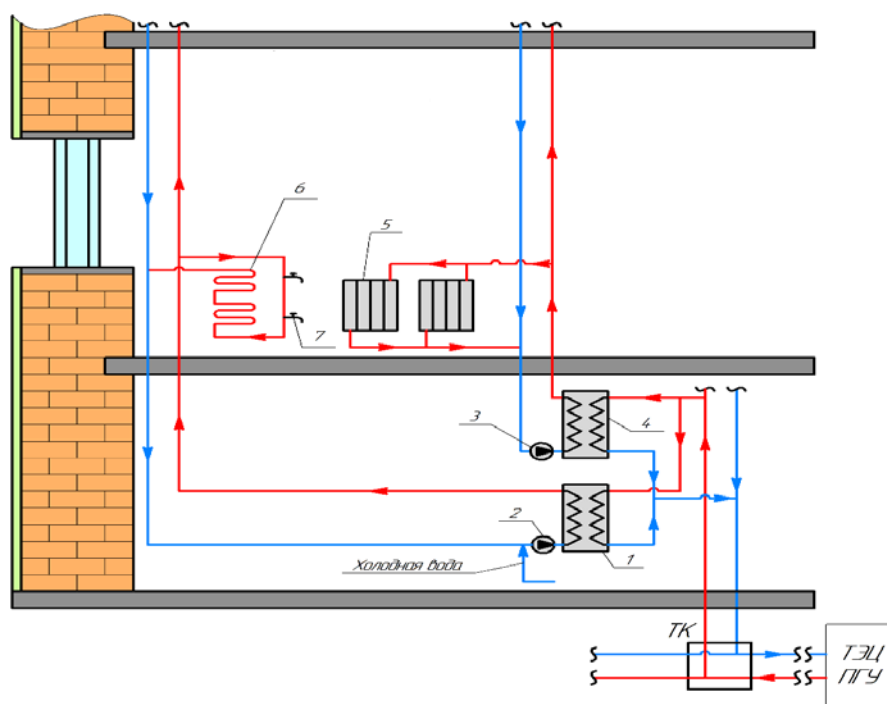


Рисунок 8.1 – Система отопления помещения здания с естественной вентиляцией:

- 1 – теплообменник ГВС; 2 – насос ГВС; 3 – насос отопительного контура;
- 4 – теплообменник отопления; 5 – отопительные приборы;
- 6 – полотенцесушители; 7 – водоразборный кран

При нагревании поступивший воздух расширяется, выдавливая наружу здания такое же количество теплого внутреннего воздуха, в основном через внутридомовую вентиляционную систему, как показано на рис. 8.2.

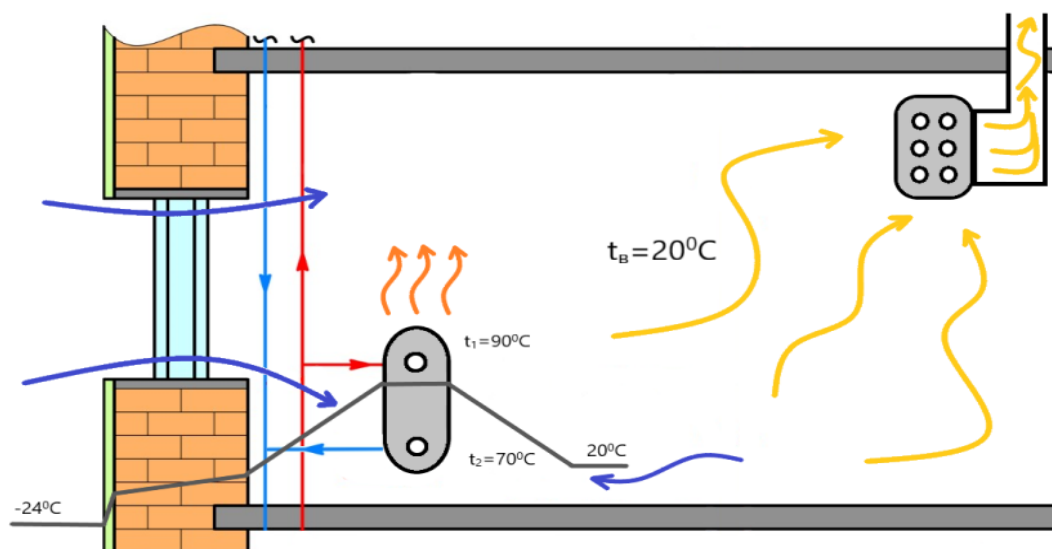


Рисунок 8.2 – Схема движения воздушных потоков при естественной вентиляции

Удаление воздуха из жилых комнат в квартирах, имеющих одну-две комнаты, осуществляется через вытяжные каналы, находящиеся в кухнях, уборных и ванных комнатах.

В квартирах из трех комнат и более вытяжка должна предусматриваться непосредственно из комнат, за исключением двух ближайших к кухне.

При такой организации воздухообмена полезная теплота полностью выносится потоком воздуха в атмосферу через внутридомовые системы вентиляции, а также открытые окна и форточки.

Для повышения эффективности систем отопления жилых и административных зданий целесообразно использовать теплоту воздуха, удаляемого из здания, для нагрева наружного воздуха, поступающего в здание. Для этой цели необходимо, чтобы подвод наружного воздуха в помещение осуществлялся организованно по каналам приточной вентиляционной системы через рекуперативный теплообменник.

Такая организация движения воздушных потоков требует перехода от систем с естественной вентиляцией помещений здания к механической или приточно-вытяжной системе вентиляции.

На рис. 8.3 представлена система вентиляции и отопления отдельного помещения в многоквартирном доме [28].

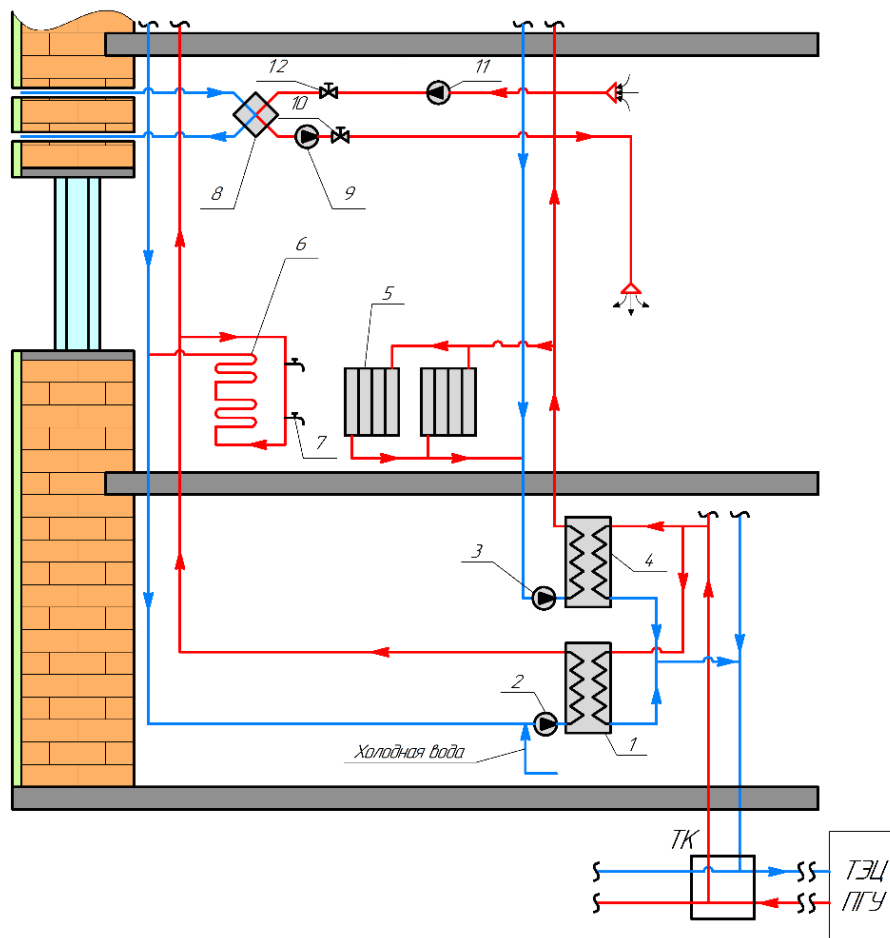


Рисунок 8.3 – Схема приточно-вытяжной установки с теплорекуператором отдельного помещения отапливаемого здания:

- 1 – Подогреватель ГВС; 2 – насос контура ГВС; 3 – насос системы отопления;
- 4 – подогреватель системы отопления; 5 – отопительные приборы (батареи);
- 6 – полотенцесушители; 7 – водоразборный кран; 8 – теплорекуператор;
- 9 – приточный вентилятор; 10 – воздушная заслонка на приточном воздуховоде;
- 11 – вытяжной вентилятор; 12 – воздушная заслонка на вытяжном воздуховоде

Таким образом, энергетическая эффективность систем воздухообмена определяется количеством избыточного воздуха, поступившего в помещения жилого здания, на нагрев которого затрачивается теплота систем отопления $Q_{изб}$, а также количеством утилизируемой теплоты, выносимой потоком теплого воздуха через вентиляционную систему здания.

Представляет определенный интерес накопленный опыт применения вентиляционных систем при строительстве жилых зданий в странах Западной Европы. На рис. 8.4 представлена классификация систем вентиляции жилых зданий, реализуемых в странах ЕС.

Анализ материалов, представленных в журнале «Мир климата», показывает, что в странах ЕС с мягким климатом (Болгария, Италия и др.) воздухообмен осуществляется путем естественной вентиляции жилых помещений. В то же время, в северных странах, например в Финляндии, прослеживается четкая тенденция на применение механических приточно-вытяжных систем вентиляции с применением теплорекуператоров.

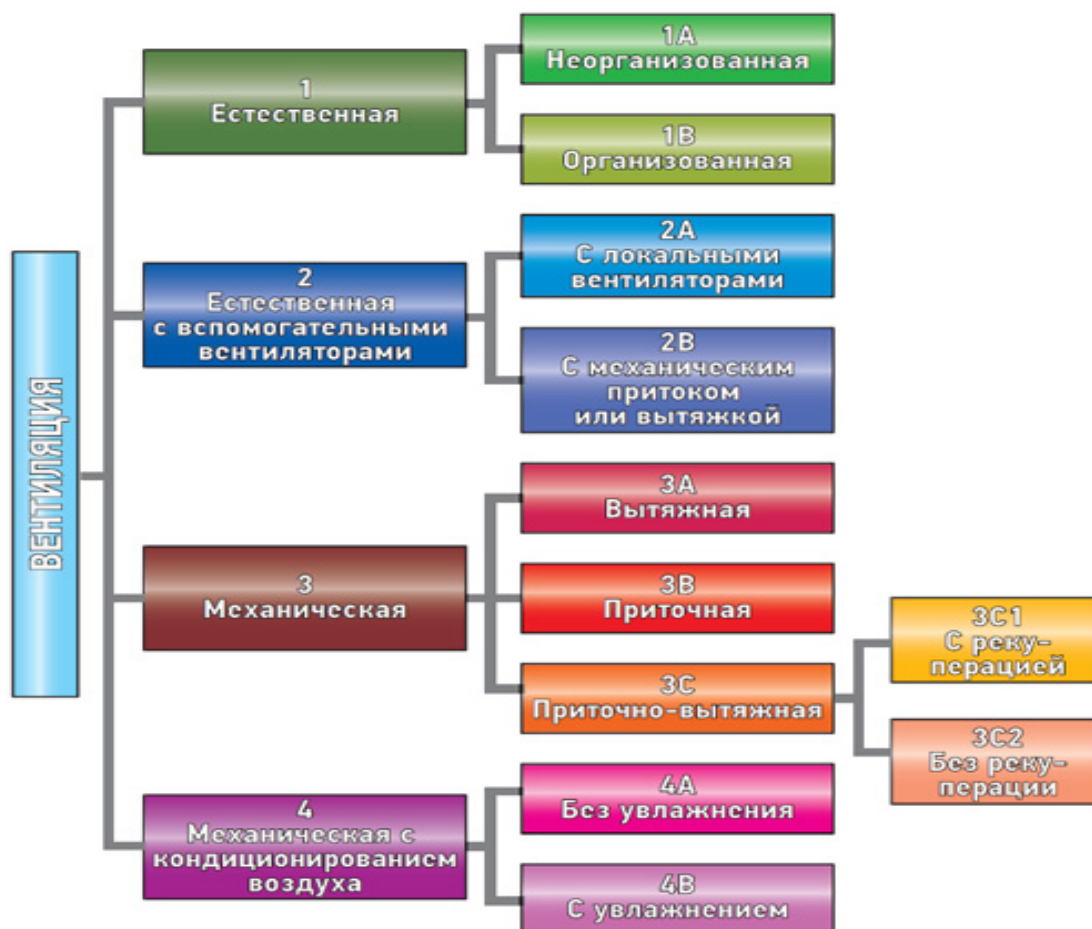


Рисунок 8.4 – Классификация систем вентиляции жилых зданий в странах ЕС

Опыт Финляндии для России весьма показателен, так как обе страны находятся в близких климатических условиях.

Схема приточно-вытяжной системы вентиляции многоквартирного дома представлена на рис. 8.5. В многоквартирных жилых домах могут применяться централизованные приточно-вытяжные системы вентиляции с теплорекуператорами, устанавливаемыми, как правило, в чердачных помещениях и обслуживающих все квартиры дома или подъезда [4].

Однако использование централизованных систем вентиляции в многоэтажных жилых домах связано с множеством различных проблем (излишняя энергоемкость, потеря полезной площади, занятой воздуховодами, шум, возможность переноса бактерий, сложность распределения воздуха по помещениям), затрудняющих применение таких систем в современных проектах.

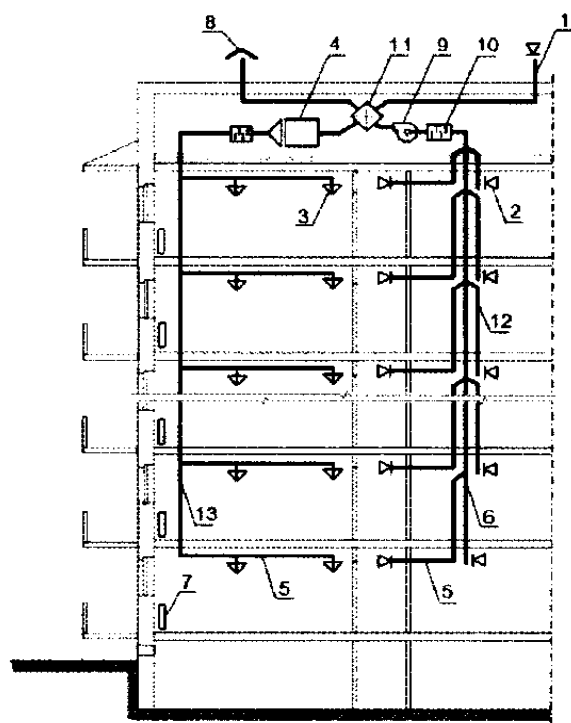


Рисунок 8.5 – Схема централизованной приточно-вытяжной системы вентиляции с теплорекуператором многоквартирного дома:

1 – воздухозаборная шахта (воздуховод); 2 – вытяжная вентиляционная решетка; 3 – приточная вентиляционная решетка; 4 – приточная вентиляционная установка с подогревом воздуха; 5 – горизонтальный воздуховод; 6 – вертикальный сборный канал; 7 – прибор системы отопления; 8 – зонт; 9 – вытяжной вентилятор; 10 – шумоглушитель; 11 – рекуперативный теплообменник; 12 – канал-спутник; 13 – приточный воздуховод

Альтернативным решением централизованным приточно-вытяжным системам вентиляции могут стать децентрализованные системы, в которых необходимый воздухообмен обеспечивается в отдельных квартирах или в отдельных жилых и служебных помещениях. В децентрализованных системах вентиляции воздуховоды практически отсутствуют, а сами приточно-вытяжные

установки монтируются в несущих стенах здания или на внутренних стенах помещений вблизи оконных проемов.

На рис. 8.6 представлено компоновочное решение приточно-вытяжной системы вентиляции отдельной квартиры.

Принцип действия приточно-вытяжной установки с рекуперацией тепла заключается в следующем. Нагретый воздух забирается посредством воздухозаборников в наиболее влажных помещениях (кухня, ванная, туалет, хозяйственное помещение и т. п.) и через воздуховоды удаляется наружу здания. Однако прежде чем покинуть здание, он проходит через теплообменник рекуператора, где оставляет часть тепла. Этим теплом нагревается забираемый снаружи холодный воздух (он также проходит через тот же теплообменник, но уже в другом направлении) и подается внутрь (гостиная, спальни, кабинеты и т. д.). Таким образом, внутри помещения происходит постоянная циркуляция воздуха.



Рисунок 8.6 – Компоновка приточно-вытяжной системы вентиляции отдельной квартиры на базе вентиляционной установки с рекуператором

Приточно-вытяжная установка с рекуператором может быть различной мощности и размеров – это зависит от объемов вентилируемых помещений и их функционального назначения. Самая простая представляет собой изолированную термически и акустически установку, заключенную в стальной корпус с набором следующих взаимосвязанных между собой элементов: теплообменника, двух вентиляторов, фильтра, иногда подогревательный элемент, систему удаления конденсата.

На рис. 8.7 представлена конструктивная схема приточно-вытяжной установки с рекуперативным теплообменником.

Для утилизации теплоты удаляемого воздуха в системах вентиляции широко используются роторные рекуператоры, представленные на рис. 8.8

Ротор в таком рекуператора изготавливается из теплопроводного материала. Вращаясь между потоками вытяжного и приточного воздуха, он осуществляет передачу тепла. Роторный рекуператор воздуха не является изолированной системой, поэтому нужно учитывать, что при наличии запахов или вредных примесей они могут попадать в приточный воздух.

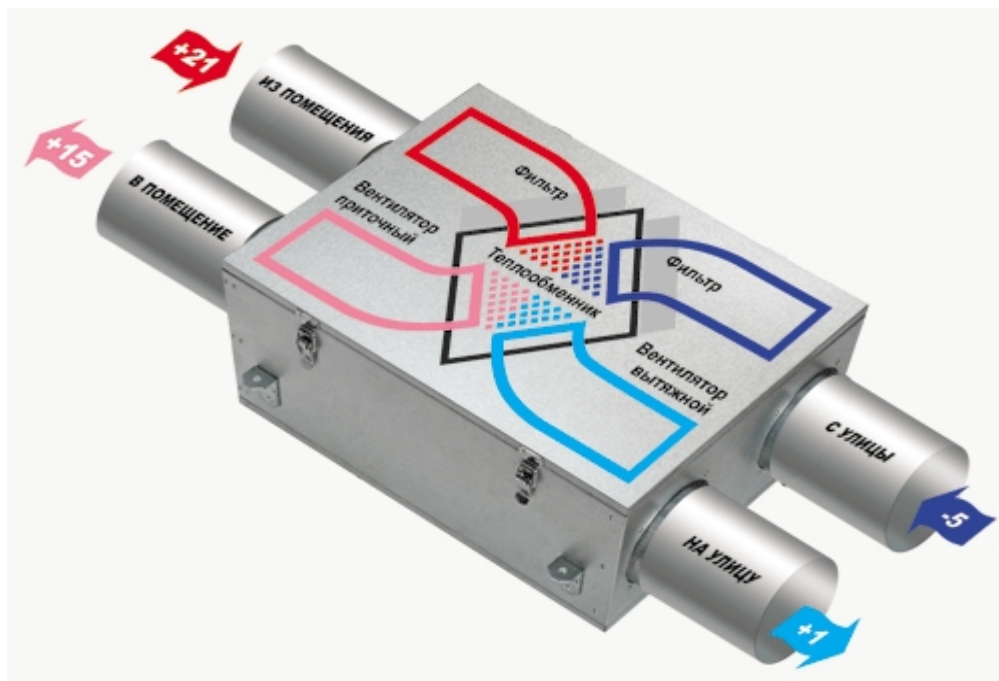


Рисунок 8.7 – Конструктивная схема приточно-вытяжной установки

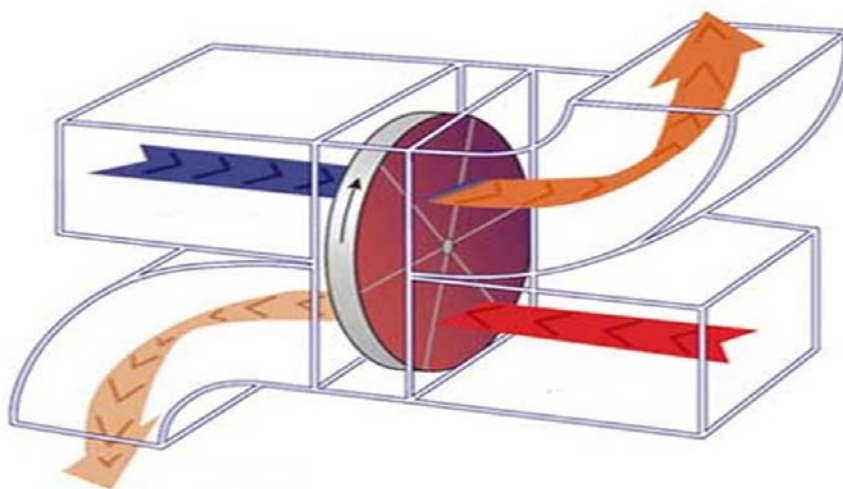
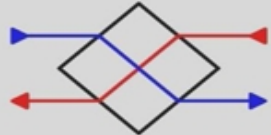
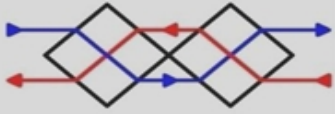
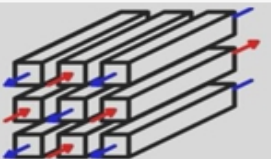


Рисунок 8.8 – Конструктивная схема роторного теплорекуператора

Степень рекуперации тепла можно регулировать изменением скорости вращения ротора. Роторные рекуператоры демонстрируют высокий показатель эффективности (70÷85 %).

В табл. 8.1 приведены значения КПД теплообменников, наиболее часто применяемых в вентиляционных установках.

Таблица 8.1 – Конструкции и эффективность теплообменников вентиляционных установок

Конструкция	Схема	КПД	Примечание
Пластиначатый теплообменник с перекрестным током		60-80%	Умеренный коэффициент полезного действия, небольшие потери давления, компактная конструкция, удобство подключения.
Комбинация из двух пластиначатых теплообменников с перекрестным током		70-80%	Повышенный коэффициент полезного действия при более высоких потерях давления, удобство подключения.
Противоточный пластиначатый теплообменник		80-90%	Высокий коэффициент полезного действия при приемлемых потерях давления, требуется пространство для установки, более дорогая конструкция.
Противоточный теплообменник канального типа		85-95%	Наивысший коэффициент полезного действия, относительно высокие потери давления, требуется значительное пространство для установки, предназначается для установок, рассчитанных на одну квартиру.
Теплообменник роторного типа		75-85%	Из-за риска переноса запахов предназначен только для вентиляционных установок, рассчитанных на одну квартиру, небольшое сопротивление потоку.

В большинстве случаев в качестве теплорекуператоров применяются теплообменники пластиначатого типа. Тепловой расчет таких теплообменников сводится к расчету поверхности теплообмена, определяемой по следующей формуле, с дальнейшим определением количества пластин.

$$Q = k \cdot F \cdot \Delta t, \quad (8.1)$$

где Q – тепловой поток (теплопроизводительность), Вт,

k – коэффициент теплопередачи, Вт/(м·К);

F – поверхность нагрева (теплообмена), м²;

Δt – среднелогарифмический температурный напор.

Тепловая нагрузка Q определяется, как правило, по стороне нагреваемой среды и представляет собой правую часть уравнения теплового баланса:

$$G_1 \cdot C_{p1} \cdot (t_1^{ex} - t_1^{blx}) \cdot \eta = G_2 \cdot C_{p2} \cdot (t_2^{blx} - t_2^{ex}), \quad (8.2)$$

где G – массовый расход, кг/с;

C_p – удельная теплоемкость, Дж/(кг · К);

t_1^{ex}, t_1^{blx} – температура на входе и на выходе из теплорекуператора, °С;

η – коэффициент сохранения тепла (КПД).

Индекс «1» – удаляемый теплый воздух, «2» – приточный холодный воздух.

Для газо-газовых теплообменников формула для определения коэффициента теплопередачи упрощается в связи с тем, что можно пренебречь термическим сопротивлением стенки:

$$k = \frac{\alpha_1 \cdot \alpha_2}{\alpha_1 + \alpha_2}, \quad (8.3)$$

где α_1, α_2 – коэффициенты теплоотдачи соответственно от теплого воздуха к стенке и от стенки к холодному воздуху, Вт/(м² · К).

Среднелогарифмический температурный напор определяется как:

$$\Delta t = \frac{\Delta t_{\delta} - \Delta t_{\mathcal{M}}}{\ln \frac{\Delta t_{\delta}}{\Delta t_{\mathcal{M}}}}, \text{ где } \Delta t_{\delta}, \Delta t_{\mathcal{M}} - \text{определяются из температурного графика (рис. 8.9)}$$

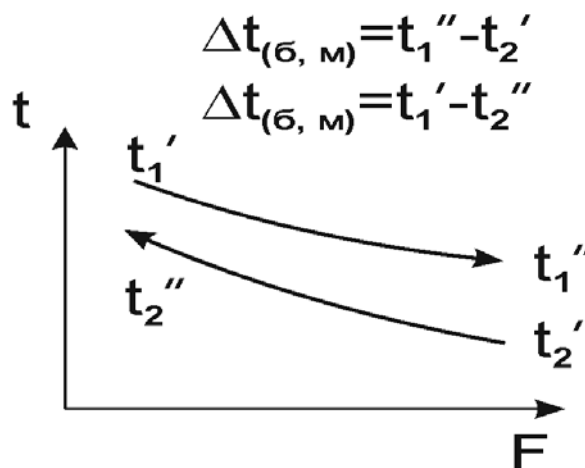


Рисунок. 8.9 – Определение разности температур при противоточной схеме движения теплого и холодного воздуха

После определения тепловой нагрузки, коэффициента теплопередачи и температурного напора из уравнения теплопередачи определяется поверхность нагрева:

$$F = \frac{Q}{k \cdot \Delta t}.$$

На рис. 8.10 представлена схема пластинчатого теплорекуператора.

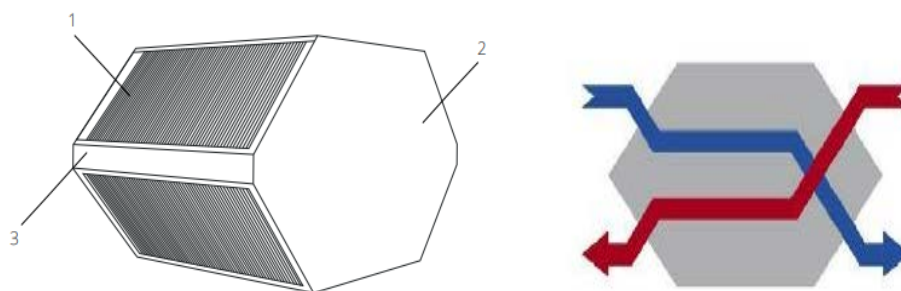


Рисунок 8.10 – Схема движения воздушных потоков и общий вид пластинчатого теплорекуператора:

1 – пакет пластин; 2 – боковая панель; 3 – стойка

Пластины такого теплообменника выполнены из алюминиевой фольги. Пакет пластин рекуператора встраивается в корпус, состоящий из боковых панелей и стоек. Пластины соединяются друг с другом при помощи двойного фальцевания на расстоянии 2–4 мм, образуя пакет [17].

Контрольные вопросы

1. Каким образом осуществляется воздухообмен при естественной вентиляции отапливаемых помещений?
2. Каким образом может быть снижена инфильтрационная составляющая отопительной нагрузки здания?
3. Применение каких теплорекуператоров обеспечивают максимальную степень теплорекуперации?
4. Принцип работы роторного теплорекуператора?
5. Описать устройство приточно-вытяжных систем вентиляции с теплорекуператором в многоквартирном доме.

ГЛАВА 9. СИСТЕМЫ ВОДО-ВОЗДУШНОГО ОТОПЛЕНИЯ КВАРТИР В СОВРЕМЕННЫХ ЖИЛЫХ ЗДАНИЯХ

Перевод помещений жилых зданий с естественной на приточно-вытяжные системы вентиляции с установкой электрокалорифера на приточном воздуховоде позволяет коренным образом реформировать систему водяного отопления.

В предлагаемых системах водо-воздушного отопления вентиляция совмещается с отоплением, что предполагает разделение отопительной нагрузки $Q_{от}$ на две части. Одна часть отопительной нагрузки, соответствующая теплотерям через ограждающие конструкции $Q_{огр}$, покрывается с использованием водяного теплоносителя и приборов водяного отопления. Другую часть, соответствующую вентиляционной (инфильтрационной) $Q_{вен}$ нагрузки, покрывается с помощью приточно-вытяжной вентиляции с регулируемым воздухообменом путем установки электрического подогревателя на потоке приточного воздуха.

$$Q_{от} = Q_{вот} + N_{возд}, \quad (9.1)$$

где $Q_{огр} = Q_{вот}$ – тепловая энергия, поступающая с сетевой водой в отопительные приборы системы водяного отопления;

$Q_{вен} = N_{возд}$ – электрическая энергия, используемая для нагревания наружного воздуха в системе приточно-вытяжной вентиляции.

На рис. 9.1 представлена схема водо-воздушного отопления отдельной квартиры. Сетевая вода по магистральному трубопроводу 1 при температуре $\sim 70^\circ\text{C}$ подводится в ИТП здания, в котором разделяется на два потока. Один из которых обеспечивает подогрев водопроводной воды в теплообменнике 3 до 65°C , используемой в закрытом контуре ГВС. Другой, проходя теплообменник 4, обеспечивает подогрев воды до такой же температуры, циркулирующей в контуре отопления 5 с независимым присоединением отопительных приборов 6 [12].

Пониженная температура воды в контуре водяного отопления до 65°C обеспечивает подвод теплоты только для компенсации тепловых потерь через ограждающие конструкции при расчетных параметрах наружного воздуха.

Инфильтрационная часть выполняет роль регулирующей отопительной нагрузки. Наружный воздух под напором приточного вентилятора 7 по приточному воздуховоду 8 поступает в теплорекуператор 9, в котором повышает свою температуру за счет теплоты удаляемого из отапливаемого помещения воздуха по вытяжному воздуховоду 10 с помощью вытяжного вентилятора 11. Окончательное повышение температуры наружного воздуха происходит в электрокалорифере 12 с использованием электрической энергии.

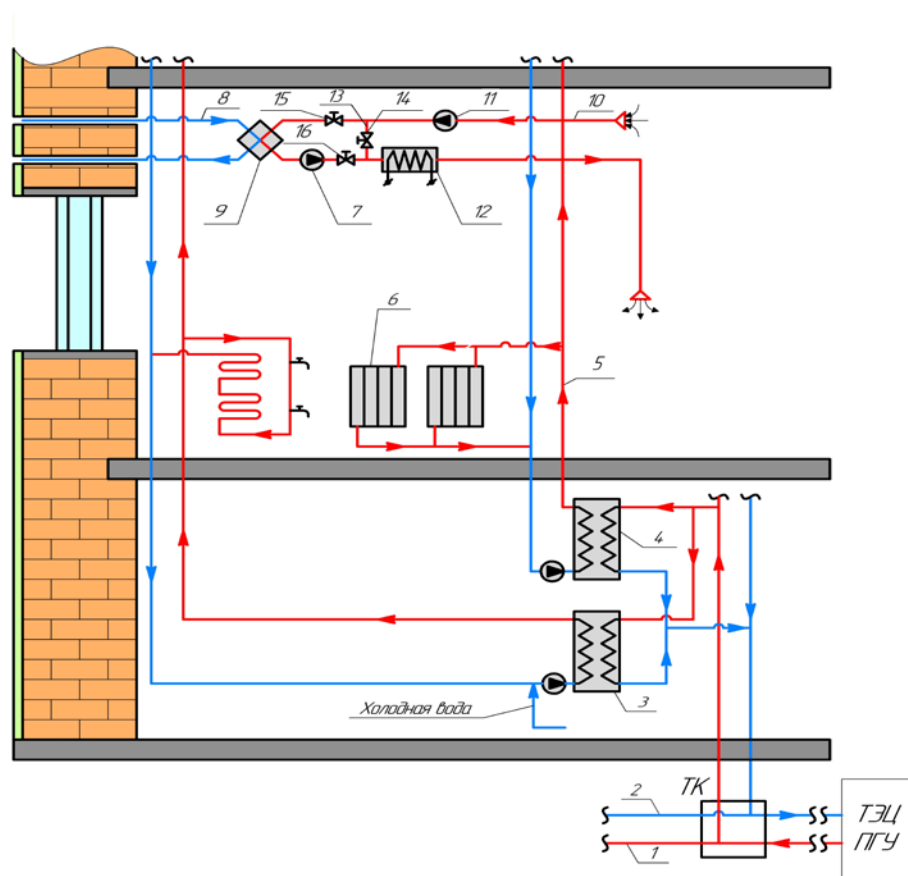


Рисунок 9.1 – Схема системы водо-воздушного отопления

1 – прямой трубопровод; 2 – обратный трубопровод; 3 – теплообменник ГВС; 4 – теплообменник отопительного контура; 5 – контур отопления; 6 – отопительные приборы; 7 – приточный вентилятор; 8 – приточный воздуховод; 9 – теплорекуператор; 10 – вытяжной воздуховод; 11 – вытяжной вентилятор; 12 – электрокалорифер; 13 – перемычка между всасывающим и вытяжным воздуховодом; 14 – регулирующий воздушный клапан; 15, 16 – воздушные заслонки

Включение электрокалорифера в работу по сигналу датчика внутренней температуры с учетом всех возможных тепlopоступлений от бытовых приборов и людей обеспечивает поддержание внутренней температуры в отапливаемом помещении в автоматическом режиме и исключает перетапливание и недотапливание вентилируемых помещений [12].

Регулирование системы водяного отопления при повышении температуры наружного воздуха и снижении тепловых потерь через ограждения осуществляется путем ограничения подвода сетевой воды к отопительным приборам с помощью регулятора расхода, получающего сигнал от датчика наружной температуры.

В приточно-вытяжной системе вентиляции предусматривается установка перемычки 13 между всасывающим и вытяжным воздуховодами с регулирующим воздушным клапаном 14. Установка такой перемычки позволяет исключить подачу наружного воздуха при отсутствии людей в отапливаемом

помещении, т. е. в тот момент, когда воздухообмен в помещении не нужен. В этом случае закрываются воздушные заслонки 15 и 16 на всасывающем и вытяжном воздуховодах и открывается воздушный клапан 14, при этом температурный режим поддерживается путем рециркуляции внутреннего воздуха через электрокалориферную установку, что снижает затраты теплоты на ненужный подогрев наружного воздуха.

Таким образом водо-воздушное отопление обеспечивает частичный переход от централизованного к децентрализованному теплоснабжению путем использования электрокалорифера в качестве индивидуального источника теплоты, установленного в приточно-вытяжной установке отдельной квартиры. Такое решение повышает качество регулирования подводимой теплоты с исключением режимов переотапливания помещений здания.

Подвод сетевой воды к системам теплопотребления с пониженной и постоянной температурой 70 °С позволяет снизить тепловые потери в магистральных и распределительных трубопроводах. Эксплуатация теплопроводов с такой температурой позволяет заменить металлические трубы на пластиковые, не подверженные коррозии и имеющие пониженный коэффициент гидравлического сопротивления и повышенный срок их использования.

9.1. Водо-воздушное отопление с использованием тепловых насосов

Использование тепловых насосов (ТН) вместо электрокалориферной установки в системах водо-воздушного отопления позволяет в несколько раз сократить потребление электрической энергии в тракте воздушного подогрева наружного воздуха [8, 11].

Парокомпрессионный ТН состоит из следующих основных элементов: испарителя, компрессора, конденсатора, фильтр-осушителя и терморегулирующего дроссельного вентиля (ТРВ), соединенных между собой трубопроводами в замкнутую систему, заполненную низкокипящей рабочей жидкостью (фреоном). На рис. 9.2 представлена принципиальная схема парокомпрессионного теплового насоса и цикл в T - S -диаграмме.

В ТНУ осуществляется замкнутый цикл циркуляции фреона. В испарителе фреон кипит с переходом в парообразное состояние. Необходимая для кипения фреона теплота поступает от низкотемпературного источника. Фреон в парообразном состоянии поступает в компрессор, в котором сжимается с повышением давления до P_K и повышением температуры до T_2 .

Сжатые пары фреона из компрессора поступают в конденсатор, в котором отдают свою теплоту нагреваемому воздуху или воде, циркулирующей в системе отопления. Вследствие отвода теплоты пары фреона конденсируются. Температура конденсации T_K на 5÷10 °С выше температуры нагреваемой среды

T_B . Как видно из T - S -диаграммы, в конденсаторе происходит три процесса: охлаждение сжатых паров до состояния насыщения, их конденсация и переохлаждение жидкого фреона. Далее жидкий фреон через фильтр-осушитель поступает в дроссель, и цикл повторяется.

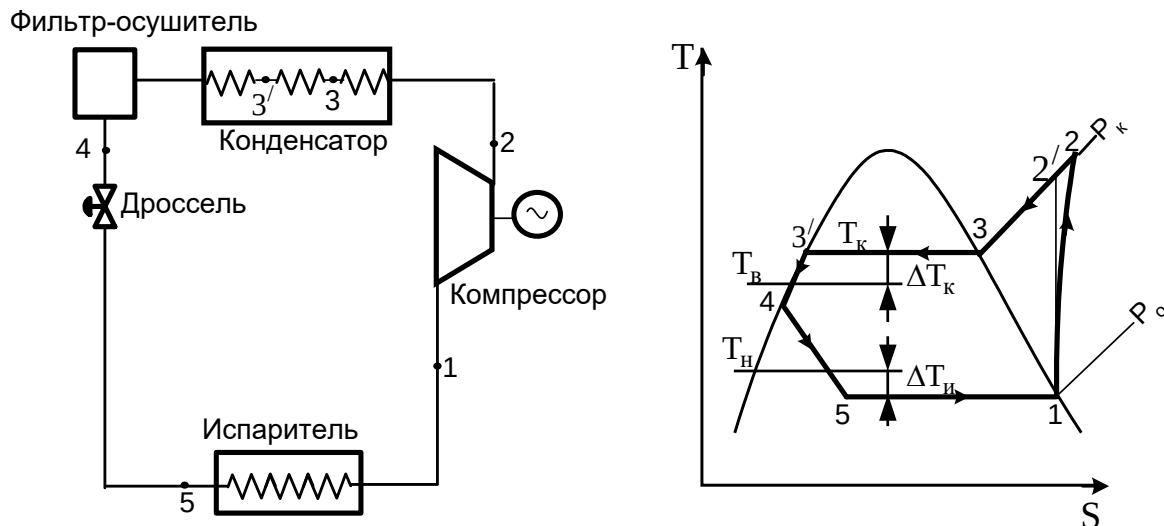


Рисунок 9.2 – Принципиальная схема парокомпрессионного ТН и цикл в T - S -диаграмме:

1-2 – действительный процесс сжатия в компрессоре; 1-2' – идеальный или изэнтропийный процесс сжатия в компрессоре; 2-3 – процесс охлаждения перегретого парообразного фреона до состояния насыщения; 3-3' – процесс конденсации фреона; 3'-4 – процесс переохлаждения жидкого фреона; 4-5 – процесс дросселирования жидкого фреона, характеризуемый постоянством энтальпии в начале и конце процесса

Рассмотрим основные отличия в процессах подвода энергии к сетевой воде и к фреону при формировании теплового потока, используемого в системах отопления, базируясь на первом законе термодинамики.

При нагревании сетевой воды в источнике теплоснабжения подводимая энергия, как было показано в главе 1, расходуется на **одновременное** выполнение работы расширения (L_p) и тепловой работы ($L_{тр}$), связанной с увеличением ее внутренней энергии.

Нагревание сетевой воды при давлении выше атмосферного не позволяет отделить процесс подвода энтропийной части теплоты, затрачиваемой на совершение работы расширения, от подвода безэнтропийной теплоты, затрачиваемой на совершение тепловой работы, приводящей к увеличению ее внутренней энергии и температуры.

Формирование теплового потока фреона в ТН протекает **не одновременно**, а в два последовательных этапа. На первом этапе за счет подводимой низкотемпературной теплоты в испаритель ТН совершается работа расширения фреона (L_p) с переходом его в изотермическом процессе из жидкого в парообразное состояние. Затем, на втором этапе, за счет работы сжатия в

компрессоре ($L_{тр}$) завершается формирование теплового потока с увеличением внутренней энергии и получением необходимой температуры фреона. Механическая работа сжатия в компрессоре несколько выше, чем тепловая работа, совершаемая в изоэнтروпийном процессе из-за необратимых потерь [29, 30].

При этом на совершение работы расширения фреона в испарителе ТН затрачивается низкотемпературная тепловая энергия, а на совершение тепловой работы сжатия в компрессоре затрачивается электрическая энергия.

Использование электрической энергии на завершающем этапе формирования теплового потока фреона обеспечивает высокую степень автоматизации подвода теплоты в системы отопления, исключая подачу избыточной теплоты в системы отопления, что исключает переотапливание и помещений здания.

Энергетический баланс парокомпрессионной ТН выражается следующим соотношением:

$$q_o + l_{тр} = l_p + l_{тр} = q_k, \quad (9.2)$$

где $q_o = l_p$ – удельное количество теплоты, подведенное к фреону в испарителе и затрачиваемое на совершение работы расширения;

$l_{тр}$ – удельная тепловая работа сжатия в компрессоре;

q_k – суммарное, удельное количество теплоты, отведенное от фреона в конденсаторе ТН.

$$q_o = h_1 - h_5 = h_1 - h_4, \text{ (так как } h_4 = h_5), \quad (9.3)$$

где h_1 – энтальпия фреона на выходе из испарителя;

h_5 – энтальпия фреона на входе в испаритель;

h_4 – энтальпия фреона перед терморегулирующим дроссельным вентилем.

Работа компрессора с учетом внутренних потерь (внутренняя работа):

$$l_i = h_2 - h_1 = \frac{l_{тр}}{\eta_{oik}} = \frac{h_2 - h_1}{\eta_{oik}}, \quad (9.4)$$

где $l_{тр} = h_2 - h_1$ – тепловая или теоретическая работа сжатия в компрессоре при изоэнтропийном процессе;

η_{oik} – внутренний относительный (адиабатический) КПД компрессора.

$$q_k = h_2 - h_4, \quad (9.5)$$

где h_2 – энтальпия хладагента на выходе из компрессора.

Механическая, или внешняя удельная работа компрессора, определяемая с учетом электромеханических потерь, составит

$$l = \frac{l_i}{\eta_{эм}}, \quad (9.6)$$

где $\eta_{эм} = \eta_э \cdot \eta_м$ – электромеханический КПД ($\eta_э$ – КПД электродвигателя, $\eta_м$ – механический КПД компрессора).

Одним из показателей, характеризующих эффективность работы парокомпрессионных ТН, является коэффициент трансформации теплоты, показывающий количество теплоты, полученное в конденсаторе на единицу

затрачиваемой работы (мощности) в компрессоре и рассчитываемый по следующей формуле:

$$\varphi = \frac{q_k}{l}. \quad (9.7)$$

Как видно из уравнения энергетического баланса ТН (9.2), количество теплоты, отводимой из конденсатора, равно сумме теплоты, подводимой в испаритель, и работы, совершаемой в компрессоре. С увеличением количества теплоты, поступающей в испаритель, работа в компрессоре снижается, и наоборот [19].

Расход фреона в цикле ТН (G) определяется при полной тепловой нагрузке конденсатора, которая должна соответствовать сумме тепловых нагрузок на отопление и ГВС:

$$Q_k = Q_{от} + Q_{ГВС}; \quad (9.8)$$

$$G = \frac{Q_k}{q_k}. \quad (9.9)$$

Полная тепловая нагрузка испарителя составит:

$$Q_{и} = G \cdot q_o. \quad (9.10)$$

Электрическая мощность компрессора:

$$N_k = G \cdot l. \quad (9.11)$$

Формирование требуемого теплового потока с помощью ТН имеет все преимущества, присущие аналогичному формированию теплового потока в индивидуальном водогрейном котле. Из конденсатора ТН отводится столько тепловой энергии, сколько необходимо для поддержания требуемой температуры воздуха в отапливаемых помещениях, исключая режимы переотапливания и недоотапливания.

Рассмотрим следующую схему включения ТН в систему водо-воздушного отопления отдельной квартиры, представленную на рис. 9.3.

Сетевая вода из магистрального трубопровода при температуре 70 °С отбирается в тепловой камере (ТК) и подается в ИТП здания, в котором передает свою энергию: в теплообменнике (1) водопроводной воде системы ГВС и в отопительном теплообменнике (2) воде контура отопления. Вода из теплообменника (2) насосом (х) отопительного контура подается в отопительные приборы (3), в которых снижает свою температуру до 40–45 °С и частично отводится в испаритель теплового насоса (ТН) (4). В испарителе рабочее тело ТН (фреон) при соответствующем давлении и температуре ~ 40 °С переходит в парообразное состояние и поступает в компрессор (5), в котором сжимается, с повышением своей температуры до 80–85 °С. Далее фреон поступает в конденсатор, встроенный в приточный воздуховод системы вентиляции, в котором передает свою теплоту наружному воздуху, повышая его температуру до 20–22 °С.

Включение ТН в работу аналогично включению электрокалорифера также происходит по сигналу датчика внутренней температуры с учетом всех возможных теплоступлений от бытовых приборов и людей, что обеспечивает поддержание температурного режима в отапливаемых помещениях квартиры в автоматическом режиме, без участия человека с исключением режимов переотапливания и недоотапливания.

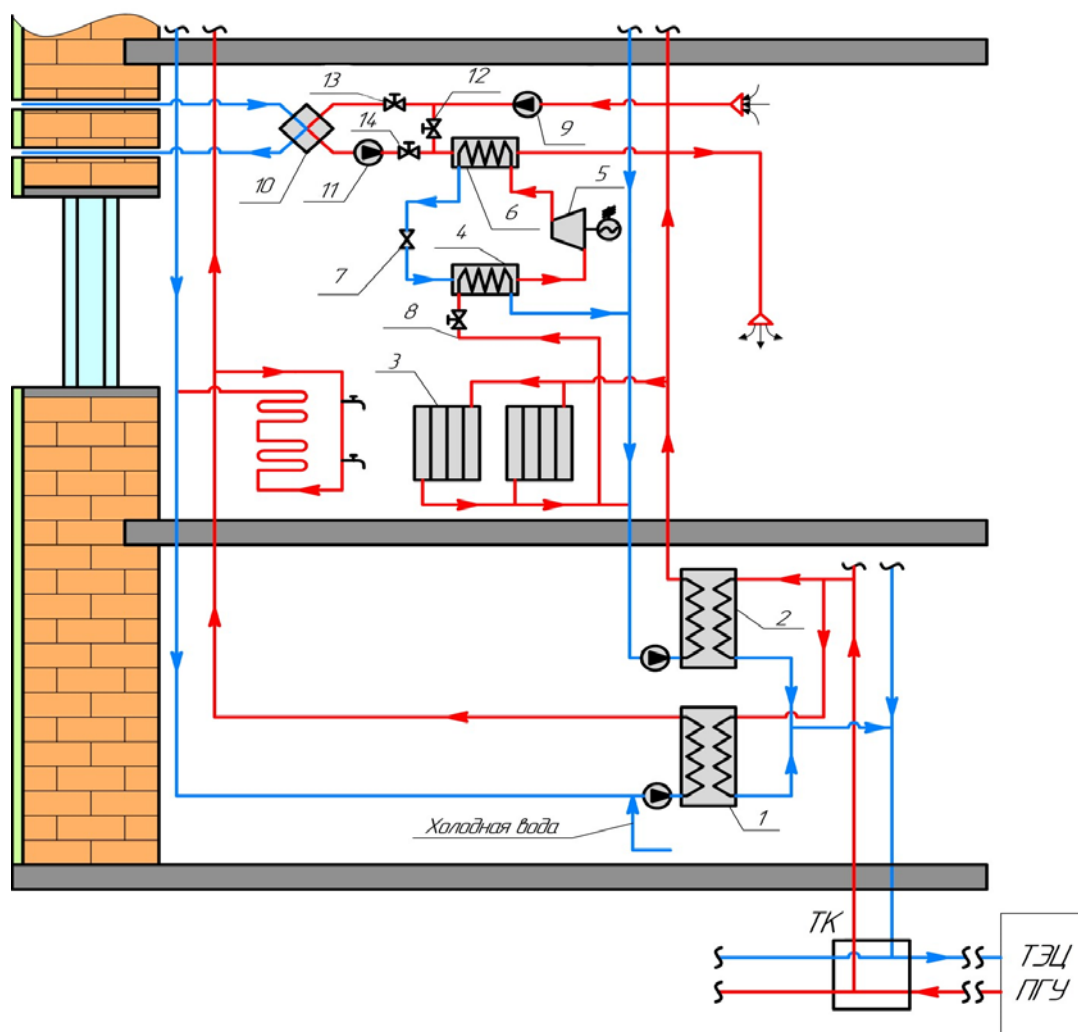


Рисунок 9.3 – Система водо-воздушного отопления с тепловым насосом:
 1 – теплообменник ГВС; 2 – теплообменник отопления; 3 – отопительные батареи; 4 – испаритель ТН; 5 – компрессор; 6 – конденсатор ТН;
 7 – дроссельное устройство; 8 – подача сетевой воды в испаритель из обратного трубопровода отопительных батарей; 9 – вытяжной вентилятор;
 10 – теплорекуператор; 11 – приточный вентилятор; 12 – воздушный клапан на переключающем воздуховоде; 13, 14 – воздушные клапаны на вытяжном и приточном воздуховодах

Использование электрической энергии в системах водо-воздушного отопления снижает транспортные потери и повышает эффективность регулирования подвода энергии в системы теплоснабжения, что в конечном итоге сокращает расход потребляемого топлива в источниках энергоснабжения [24].

Контрольные вопросы

1. На какие части разделяется отопительная нагрузка в системах водо-воздушного отопления?
2. С какой температурой подается водяной теплоноситель в отопительные приборы в системах водо-воздушного отопления?
3. Можно ли утверждать, что электрокалорифер в системе водо-воздушного отопления выполняет роль индивидуального источника тепловой энергии?
4. Что является источником низкопотенциальной теплоты для теплового насоса, используемого в системе водо-воздушного отопления?
5. Почему снижается потребление электрической энергии в системах водо-воздушного отопления при использовании тепловых насосов?

ГЛАВА 10. ПРИМЕНЕНИЕ ТЕПЛОВЫХ НАСОСОВ В ЗАГОРОДНЫХ И МНОГОКВАРТИРНЫХ ДОМАХ ПРИ ЦЕНТРАЛИЗОВАННОМ ТЕПЛОСНАБЖЕНИИ

В настоящее время для отопления загородных коттеджей широко используются тепловые насосы, в которые подводится низкопотенциальная теплота (НПТ), отбираемая из окружающей среды, чаще всего из грунта, прилегающей к дому территории, как показано на рис. 10.1.

При использовании в качестве источника тепла участка земли трубопровод зарывается в землю на глубину промерзания грунта. Аккумулированное грунтом тепло трансформируется с помощью горизонтально проложенных грунтовых теплообменников (которые также называют грунтовыми коллекторами) или с помощью вертикально расположенных теплообменников (грунтовые зонды) [5].



Рисунок 10.1 – Грунтовый коллектор теплового насоса

Как правило, грунтовые теплообменники изготавливаются из полиэтиленовых или металлопластиковых труб диаметром 25–40 мм.

При горизонтальном исполнении (рис. 10.1) трубопровод, в котором циркулирует жидкость, зарывается в землю на глубину ниже уровня промерзания почвы (1,2–1,5 м). Минимальное расстояние между трубами

0,7–1,0 м. В зависимости от диаметра трубы на каждый квадратный метр площади забора тепла может быть проложено 1,4–2,0 м трубы. Длина каждой ветви горизонтального коллектора не должна превышать 100 м, иначе потери давления в трубе и требуемая мощность насоса будут слишком велики.

Количество трансформируемого тепла, а, следовательно, и размер необходимой поверхности для расположения грунтового коллектора существенно зависит от теплофизических свойств грунта и климатических условий местности. Теплофизические свойства, такие как теплоемкость и теплопроводность, очень сильно зависят от состава и состояния грунта. В этом отношении определяющим является доля воды, содержание минеральных составляющих (кварц, полевой шпат), а также доля и размер пор, заполненных воздухом. Аккумулирующие свойства и теплопроводность грунта тем выше, чем больше доля воды, минеральных составляющих и чем ниже содержание пор. Таким образом, именно грунтовые воды являются основным источником теплоты.

Среднее значение удельной тепловой мощности грунта приведено в табл. 10.1.

Таблица 10.1 – Среднее значение удельной тепловой мощности грунта

Тип грунта	Удельная мощность грунтового коллектора (q_k), Вт/м ²	Удельная мощность грунтового зонда (q_z), Вт/м
Песчаный сухой	10–15	20
Песчаный влажный	15–20	40
Глинистый сухой	20–25	60
Глинистый влажный	25–30	80
Водоносный слой	30–35	80–100

Требуемая площадь для расположения коллектора рассчитывается по следующим формулам:

$$S = Q_x / q_k, \text{ м}^2; \quad (10.1)$$

$$Q_x = Q_T - N_{\text{ТНУ}}, \text{ Вт}, \quad (10.2)$$

где Q_T – теплопроизводительность ТНУ, Вт;

$N_{\text{ТНУ}}$ – потребляемая электрическая мощность ТНУ, Вт;

q_k – удельная мощность грунтового коллектора, Вт/м².

Так, если холодопроизводительность ТНУ составит 10 кВт, то в песчаном влажном грунте ($q_k = 20$ Вт/м²) для размещения коллектора потребуется площадь:

$$S = \frac{Q_x}{q_k} = \frac{10000}{20} = 500 \text{ м}^2.$$

Чтобы трансформировать тепло с такой площади необходимо проложить в грунте полиэтиленовые трубы диаметром $25 \times 2,3$ мм и длиной $500 \times 1,4 = 700$ м

(1,4 – удельный расход трубы на квадратный метр площади). Трубы необходимо прокладывать отдельными контурами по 100 м каждый, т. е. 7 контуров.

Прокладка грунтового коллектора требует значительных капитальных затрат, однако теплота окружающей среды, подводимая в тепловой насос, является бесплатным энергетическим ресурсом. В этом случае оплачивается лишь электрическая энергия, потребляемая компрессором ТН. При относительно невысоком повышении давления в компрессоре на 1 кВт электрической энергии в тепловом насосе можно получить от 4 до 6 кВт тепловой.

Возвращаясь к ТЭЦ, как базовым источникам теплоты, используемой в системах централизованного теплоснабжения, мы видим, что при конденсационной выработке электрической энергии, низкотемпературная теплота, отводимая из конденсатора паровой турбины, сбрасывается в окружающую среду – в атмосферу или в водоем. На рис. 10.2 показан выброс теплового отхода в атмосферу при использовании градирен.

Из сказанного следует, что окружающая среда, в одном случае, является источником полезно используемой низкопотенциальной теплоты, а в другом случае, приемником неиспользуемого теплового отхода, приводящего к ее тепловому загрязнению.

Данное противоречие может быть разрешено путем полезного использования теплового отхода в системах централизованного теплоснабжения при установке тепловых насосов в ИТП отапливаемых зданий. В этом случае разветвленная тепловая сеть при подземной прокладке выполнит функции грунтового коллектора, который не отбирает теплоту из грунта, а лишь транспортирует низкопотенциальную теплоту от источника до потребителя, а точнее до теплового насоса, устанавливаемого в ИТП.



Рисунок 10.2 – Секционные градирни ТЭС

На рис. 10.3 представлена схема отопления отдельной квартиры жилого дома с установкой теплового насоса в ИТП.

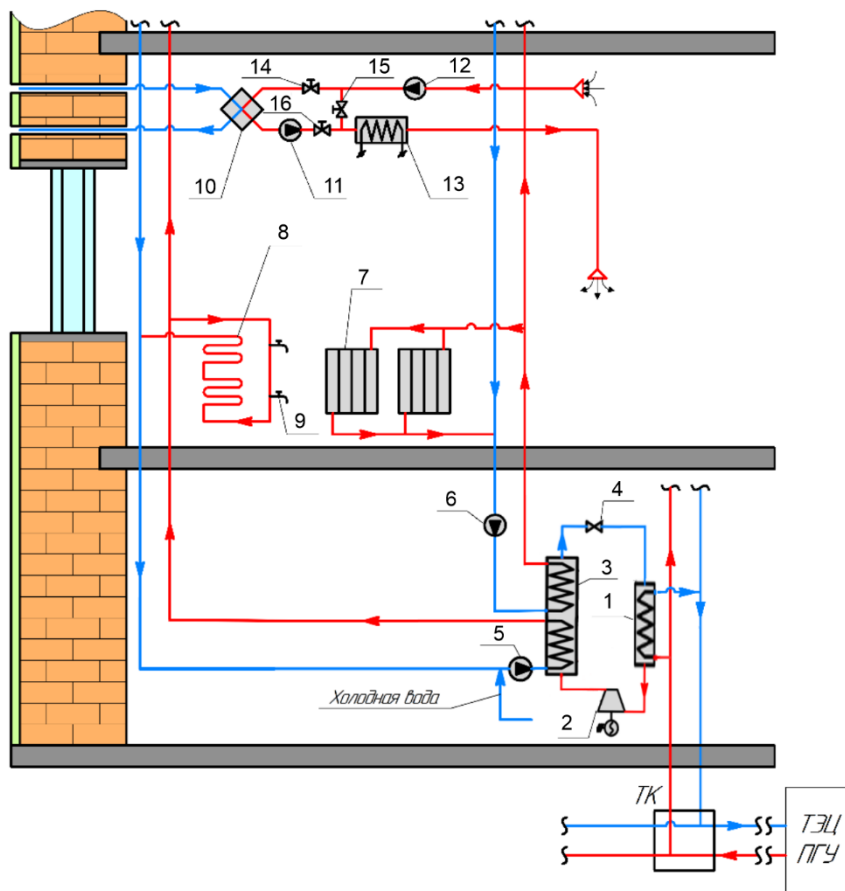


Рисунок 10.3 – Принципиальная схема отопления многоквартирного дома с установкой теплового насоса в ИТП:

1 – испаритель ТН; 2 – компрессор; 3 – конденсатор ТН; 4 – дроссельное устройство; 5 – насос ГВС; 6 – насос системы отопления; 7 – отопительные приборы; 8 – полотенцесушители; 9 – водяной кран; 10 – теплорекуператор; 11 – приточный вентилятор; 12 – вытяжной вентилятор; 13 – электрокалорифер; 14, 15, 16 – воздушные клапаны

Сетевая вода при температуре 35–40 °С отбирается из тепловой сети и подается в испаритель ТН, в котором рабочее тело теплового насоса (фреон) переходит в парообразное состояние. В компрессоре пары фреона сжимаются до давления, обеспечивающего повышение его температуры до 75–78 °С. С такой температурой фреон подается в конденсатор, в котором передает свою теплоту воде, циркулирующей в контуре ГВС и в контуре отопления.

Трубные пучки теплообменников ГВС и отопления могут быть размещены в едином корпусе (как показано на рис. 10.4) или в разных корпусах конденсатора с приоритетом нагревания воды, циркулирующей в системе ГВС.



Рисунок 10.4 – Устройство конденсатора теплового насоса

Циркуляцию воды в контуре ГВС и отопления обеспечивают соответствующие насосы (н) и (н).

Регулирование подачи воды, а соответственно и подвода теплоты в систему отопления осуществляется путем включения и выключения насоса отопления по сигналу датчика внутренней температуры, размещаемого в **контрольном** помещении здания. В таком помещении должна поддерживаться минимально-дежурная температура воздуха на уровне 16–18 °С, т. к. подвод теплоты в отопительные приборы обеспечивает компенсацию тепловых потерь только через ограждающие конструкции. Повышение температуры в помещениях отдельной квартиры до уровня 20–22 °С происходит с помощью приточно-вытяжной установки и электрокалорифера, установленного в приточном воздуховоде, режим работы которого задается жителем квартиры. Это позволяет поддерживать температуру внутреннего воздуха на требуемом уровне, применяя систему регулирования с использованием сигнала от датчика внутренней температуры, установленного в отапливаемом помещении, что исключает переотапливание и недоотапливание.

Таким образом, именно потребление электрической энергии обеспечивает качественное регулирование отопительной нагрузки.

Переход к рассматриваемым системам отопления увеличивает платежи, осуществляемые населением за потребляемую электрическую энергию. Однако использование в системах отопления теплового отхода, образуемого на ТЭС, позволяет существенно снизить или полностью исключить стоимость

потребляемой низкопотенциальной теплоты из коммунальных платежей для населения, поскольку используется бросовая теплота.

Исключение из оплаты потребляемых энергоресурсов низкопотенциальной теплоты для жителей, пользующимися услугами централизованного теплоснабжения, должно быть компенсировано повышением стоимости потребляемой электрической энергии. Это объясняется тем, что все издержки, связанные с транспортом теплового отхода от ТЭС до потребителя (затраты электроэнергии на привод сетевых насосов, обслуживание тепловых сетей и т. д.) требуют финансовых затрат, для компенсации которых как раз и целесообразно повысить стоимость электрической энергии. Расчет потребляемой энергии по единому электрическому счетчику, который располагается в каждой квартире, позволяет жителям самостоятельно производить постоянный контроль и заниматься снижением ее потребления.

В настоящее время расчеты потребляемой теплоты осуществляются по квитанциям, которые заполняются организациями, обслуживающими отапливаемые здания, и мало понятны жителям, что не стимулирует их к бережному отношению к теплоте. Жители многих жилых зданий, расположенных ближе к источникам теплоты, постоянно живут с открытыми форточками.

10.1. Включение теплового насоса в схему ИТП в закрытой системе теплоснабжения и независимым присоединением отопительных приборов

На рис. 10.5 представлена исходная схема ИТП. Сетевая вода поступает в ИТП по подающему трубопроводу, где разделяется на 2 потока: первый поступает в водонагреватель II ступени 3, для нагрева воды в системе ГВС, а второй – в теплообменник системы отопления 9, где происходит нагрев теплоносителя отопительного контура [21].

Отдав свою теплоту в теплообменнике 9, сетевая вода поступает в обратную магистраль, причем часть воды направляется в водонагреватель I ступени 11, для первичного подогрева водопроводной воды для системы ГВС.

В летний период теплообменник 9 отключается, и открывается перемычка 10, теплосеть работает только на нагрев водопроводной воды для покрытия тепловой нагрузки ГВС. Циркуляция воды в системе ГВС обеспечивается насосом 8, в системе отопления – при помощи насоса 12.

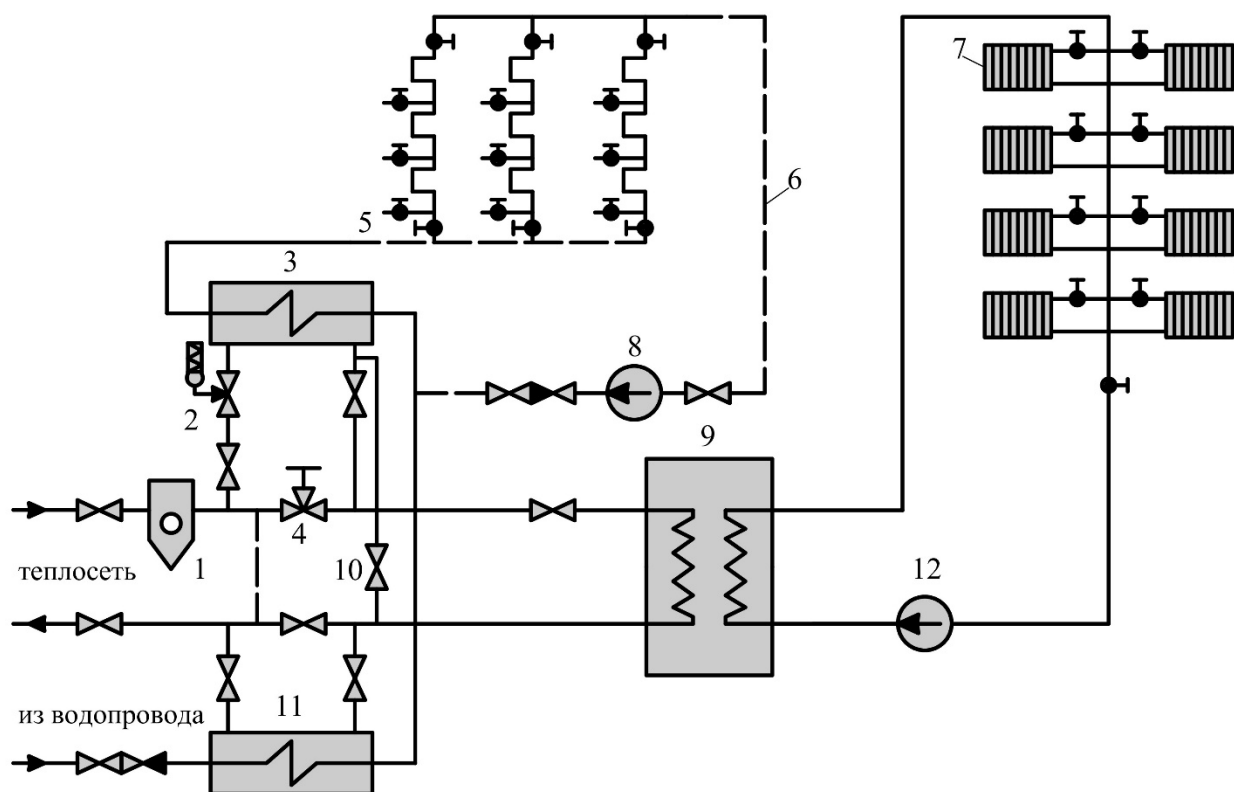


Рисунок 10.5 – Принципиальная схема ИТП для закрытой системы теплоснабжения:

1 – грязевик; 2 – регулятор температуры; 3 – водонагреватель II ступени; 4 – регулятор расхода; 5 – разводящий трубопровод; 6 – циркуляционный трубопровод; 7 – система отопления; 8 – циркуляционный насос системы ГВС; 9 – теплообменник системы отопления; 10 – перемычка для летнего периода; 11 – водонагреватель I ступени; 12 – циркуляционный насос системы отопления

ИТП закрытых систем теплоснабжения имеет более сложное устройство и требует большие капитальные затраты. Их эксплуатация усложняется из-за наличия водоподогревателей ГВС. Однако благодаря гидравлической изолированности водопроводной воды, поступающей на ГВС, ее качество существенно выше, чем в открытых системах, а санитарный контроль проще.

Внедрение индивидуальных тепловых пунктов в российских системах теплоснабжения является одним из направлений государственной программы энергосбережения. Помимо перехода от открытой к закрытой системе теплоснабжения, важнейшим направлением развития ИТП является обновление теплообменного оборудования.

Устаревшие крупногабаритные кожухотрубные теплообменные аппараты заменяются пластинчатыми (рис. 10.6).

Пластинчатые теплообменные аппараты обладают рядом существенных преимуществ по сравнению с кожухотрубными теплообменниками:

- компактность, небольшие габариты;
- простота монтажа и сборки/разборки;
- возможность уменьшения/увеличения площади поверхности теплообмена за счет изменения количества пластин;
- минимальные потери тепла в окружающую среду;
- небольшое гидравлическое сопротивление;
- высокая эффективность теплообмена.



Рисунок 10.6 – Кожухотрубный (слева) и пластинчатый (справа) водо-водяные подогреватели

Благодаря вышеуказанным преимуществам при проектировании или модернизации ИТП все большее предпочтение отдается пластинчатым теплообменникам.

Указанные приоритеты развития ИТП не решают проблемы низкой эффективности работы систем теплоснабжения в полной мере. Внедрение ИТП не снижает тепловые потери через трубопроводы сети, не устраняет проблему высокой инерционности качественного регулирования на источниках теплоснабжения, не устраняет неравномерность распределения тепловой энергии по квартальным сетям от центральных тепловых пунктов до конечных потребителей.

Как указывалось выше, данные проблемы могут быть решены, если по тепловым сетям подавать теплоноситель с низкой температурой и организовать трансформацию тепловой энергии непосредственно в ИТП отдельных зданий. Для обеспечения трансформации теплоты от низкотемпературного теплоносителя, поступающего от источника, к теплоносителю внутридомового

отопительного контура и контура ГВС необходима установка тепловых насосов в ИТП.

Рассмотрим принципиальную схему индивидуального теплового пункта, оснащенного теплонасосной установкой парокомпрессионного типа (рис. 10.7).

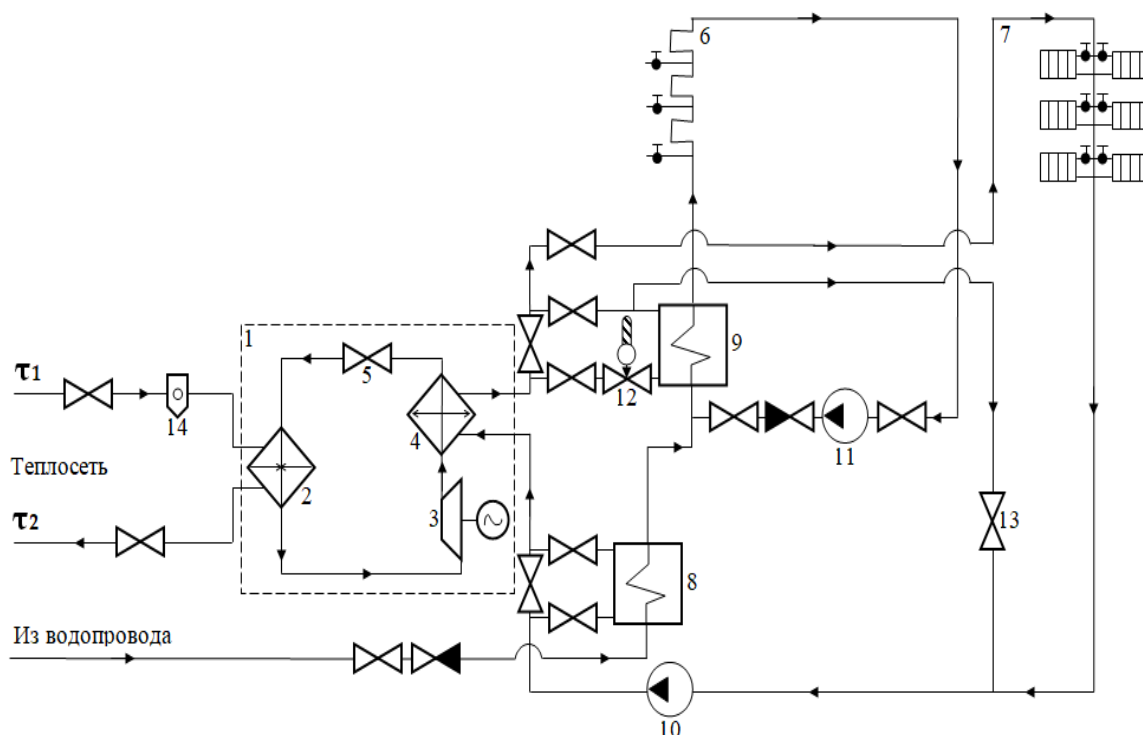


Рисунок 10.7 – Принципиальная схема ИТП с теплонасосной установкой: 1 – ТНУ; 2 – испаритель; 3 – компрессор; 4 – конденсатор; 5 – дроссельный вентиль; 6 – контур ГВС; 7 – отопительный контур; 8 – водонагреватель I ступени; 9 – водонагреватель II ступени; 10 – циркуляционный насос системы отопления; 11 – циркуляционный насос системы ГВС; 12 – регулятор температуры; 13 – перемычка для летнего периода; 14 – грязевик

В испаритель 2 из подающей магистрали теплосети поступает теплоноситель с температурой $\tau_1 \approx 30 \div 35$ °С. В качестве источника низкопотенциального теплоносителя используется контур охлаждения конденсаторов паротурбинных установок ТЭЦ. В испарителе теплоноситель (охлаждающая вода конденсатора) снижает свою температуру до $\tau_2 \approx 20 \div 25$ °С, отдавая свою теплоту фреону, с преобразованием его в парообразное состояние. Сжатие парообразного фреона в компрессоре позволяет повысить его температуру до $100 \div 150$ °С, который затем поступает в конденсатор 4, где происходит охлаждение и его конденсация. Отводимая в конденсаторе от фреона теплота передается воде, циркулирующей по внутридомовому контуру отопления между отопительными приборами и конденсатором.

В представленной схеме ИТП подключение контура ГВС реализуется по закрытой системе. Нагрев водопроводной воды для контура ГВС происходит в 2 этапа: сначала в водонагревателе I ступени 8, где в качестве греющей среды выступает остывшая вода из системы отопления, а затем в водонагревателе II

ступени 9, где греющей средой служит нагретый в конденсаторе теплоноситель, направляющийся в систему отопления. Отопительная нагрузка является сезонной, а нагрузка ГВС – круглогодичной. Температура теплоносителя в системе отопления должна меняться в зависимости от температуры наружного воздуха, а температура воды в системе ГВС должна быть постоянной в течение всего года. Для выполнения этого условия у водонагревателя II ступени установлен регулятор температуры 12, который регулирует расход греющей среды на входе в теплообменник 9.

Циркуляция теплоносителя в отопительном контуре обеспечивается за счет работы циркуляционного насоса 10, циркуляция воды в контуре ГВС – насосом 11. В летний период контур отопления 7 отключается и открывается перемычка 13. В этом случае конденсатор ТНУ будет работать только для нагрева воды контура ГВС.

Индивидуальные тепловые пункты подобного вида могут быть установлены в подвальном помещении любого здания или в отдельно стоящем прилегающем сооружении. Мощностные и габаритные характеристики парокомпрессионной теплонасосной установки определяются исходя из тепловой нагрузки здания.

Для работы теплового насоса потребуется затрата электрической энергии на приводе компрессора. В современных парокомпрессионных установках на 1 кВт·ч затраченной электроэнергии вырабатывается не менее 4 кВт·ч тепловой энергии, что зависит от температуры воды и количества теплоты, поступающей из конденсатора паровой турбины при его работе в режиме ухудшенного вакуума. Данную теплоту можно рассматривать в качестве теплового отхода при производстве электрической энергии на ТЭС.

В целях обеспечения высокой эффективности работы ИТП целесообразно использовать в качестве водонагревателей системы ГВС пластинчатые теплообменники, а также тепловые насосы с пластинчатыми испарителями и конденсаторами. В этом случае потери в окружающую среду и недогрев при теплообмене будут минимальными.

Контрольные вопросы

1. Что является источником низкопотенциальной теплоты, используемой в тепловом насосе, применяемом в загородном доме?
2. Что может служить источником низкопотенциальной теплоты теплового насоса, установленного в ИТП многоквартирного дома, подключенного к системе централизованного теплоснабжения?
3. Как обеспечивается тепловая нагрузка при установке теплового насоса в ИТП здания и использовании приточно-вытяжных установок в каждой квартире многоэтажного жилого дома?
4. До какой температуры нагревается вода в конденсаторе теплового насоса, используемой в контуре отопления и ГВС?
5. Каким образом регулируется внутренняя температура воздуха в отапливаемых помещениях при использовании водо-воздушного отопления и теплового насоса, установленного в ИТП здания?

ГЛАВА 11. ПОВЫШЕНИЕ ЭНЕРГЕТИЧЕСКОЙ ЭФФЕКТИВНОСТИ СТРОИТЕЛЬНЫХ КОНСТРУКЦИЙ ЗДАНИЙ

Оценивать энергетическую эффективность зданий так же, как и всю систему теплоснабжения, можно величиной расхода топлива, затрачиваемого в источниках энергоснабжения на производство необходимых видов энергии, обеспечивающих в них требуемый температурный режим воздушной среды. Такой метод позволяет сравнивать различные здания с использованием в системах отопления как тепловой, так и электрической энергии.

Как уже указывалось в главе 3, температурный режим обеспечивается балансом подводимой к зданию теплоты и суммарной теплоты, теряемой через ограждающие конструкции и теплоты, необходимой для нагревания наружного воздуха, обеспечивающего требуемую кратность воздухообмена.

Процентное соотношение тепловых потерь через ограждающие конструкции для индивидуального жилого дома представлено на рис. 11.1.

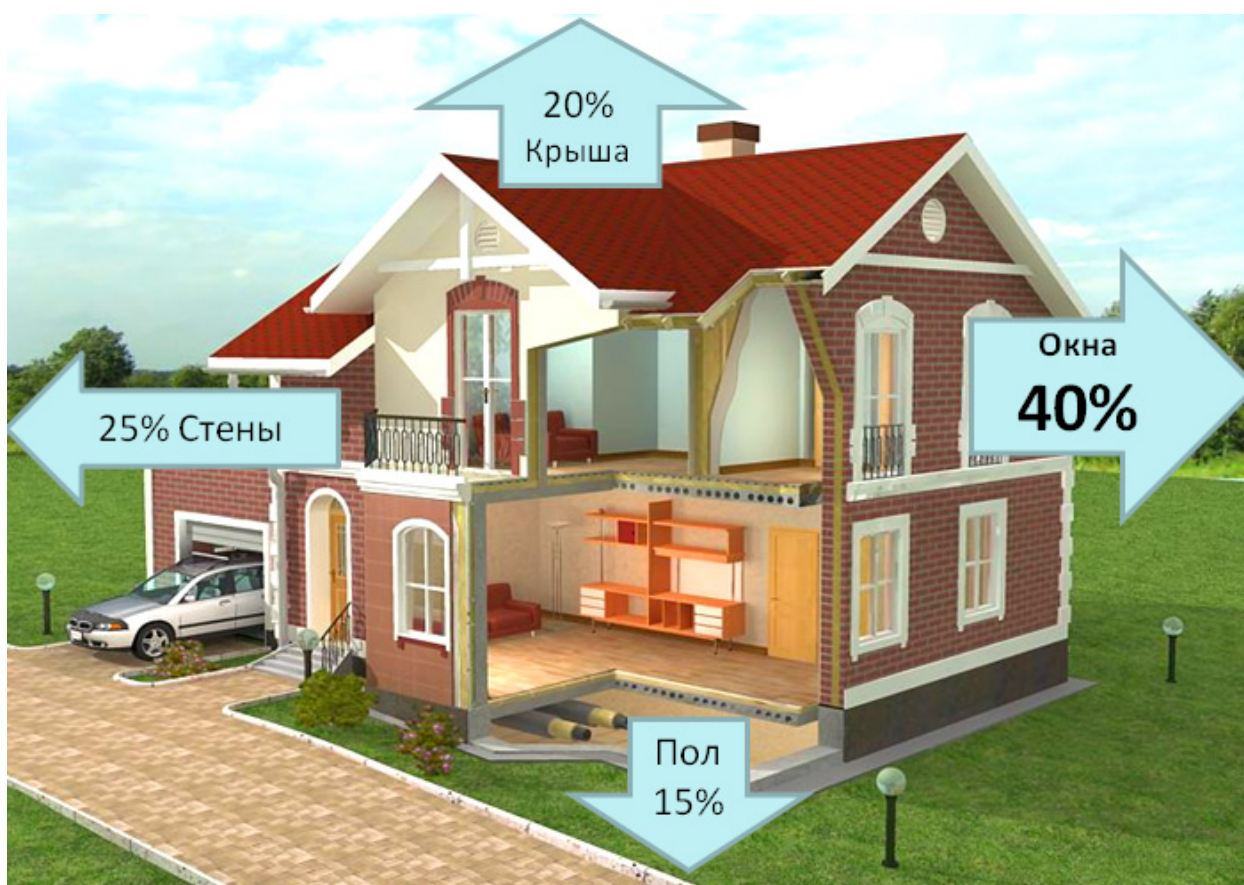


Рисунок 11.1 – Основные тепловые потери через ограждающие конструкции

$$Q_{\text{огр}} = Q_{\text{ок}} + Q_{\text{ст}} + Q_{\text{пол}} + Q_{\text{пот}}. \quad (11.1)$$

Как видно из рисунка, самые большие потери тепловой энергии, достигающие 40 % от суммарных потерь через все ограждающие конструкции, приходятся на окна [4].

11.1. Способы снижения тепловых потерь через окна

Представленные ниже материалы, опубликованные в открытой печати, позволяют видеть основные направления совершенствования окон при использовании в них специального энергосберегающего стекла, а также другие факторы, влияющие на потери тепловой энергии. К таким факторам можно отнести изготовление оконных рам из различных профилей и утепление оконных откосов.

Энергосберегающие стекла

Энергосберегающими называются стекла, у которых на внешнее стекло нанесено тонкое металлическое напыление, благодаря которому они превращаются в инфракрасные зеркала, т. е. зеркала, отражающие только инфракрасные (тепловые) лучи, не оказывая большего, чем обычное оконное стекло, сопротивления видимому свету.

Такие стекла также называют селективными (отражающими только определенную часть диапазона электромагнитных волн); низкоэмиссионными (имеющими низкую излучательную способность); теплосберегающими. Наносимое на стекло покрытие состоит из оксидов металлов (чаще всего – серебра) и содержит свободные электроны. За счет явлений электропроводности и интерференции такие стекла получают возможность отражать только тепловое (инфракрасное) излучение.

Энергосберегающие свойства таких стекол характеризуются излучательной способностью (эмиссией поверхности) E . Данный показатель для обычного оконного стекла составляет 0,835 ед, а у энергосберегающего – 0,04 ед. Поэтому эти стекла называются низкоэмиссионными.

Для человеческого глаза, не чувствительного к инфракрасному излучению, энергосберегающие стекла ничем не отличаются от обычных, существенно улучшая теплоизоляционные характеристики окна в целом.

Блок оконного стекла называется триплексом и состоит из трех закаленных стекол, расположенных на некотором расстоянии друг от друга. Внутреннее и промежуточное стекла – обычные и не имеют металлического напыления (рис. 11.2).



Рисунок 11.2 – Блок оконного стекла с низкоэмиссионным покрытием

Наружное стекло – энергосберегающее, выполняется из особого полированного флоат-стекла, поверхность которого покрывают специальной полимерной пленкой с нанесением на нее низкоэмиссионного металлического напыления. Наряду с этим существуют стекла, на которые металлическое напыление нанесено непосредственно без полимерной основы. Покрытие на пленочной основе, в зависимости от конструкции триплекса, может быть как на внешней, так и на внутренней стороне стекла. В настоящее время чаще используются стекла, имеющие покрытие с внутренней стороны.

Стекла, на которые низкоэмиссионное покрытие нанесено без полимерной основы, не находят широкого применения. Это обусловлено соображениями надежности и долговечности, поскольку покрытие без ламинирования имеет низкую износостойчивость и подвержено царапинам при чистке.

Визуально пластиковые энергосберегающие окна ничем не отличаются от обычных – они также прозрачны. Внутреннее пространство камер между стеклами заполнено специальным газом – аргоном, создающим некоторое давление внутри триплекса и препятствующим выходу тепла на улицу (рис. 11.3).

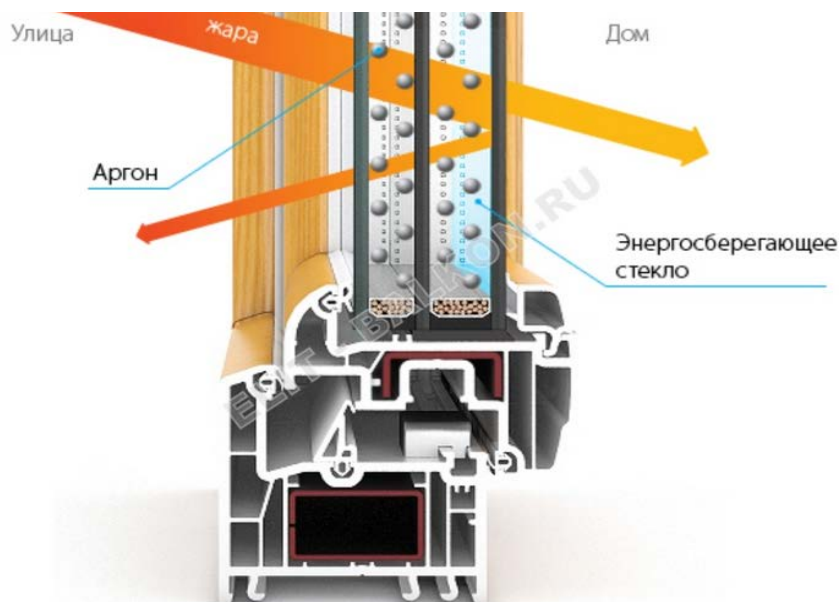


Рисунок 11.3 – Двухкамерное энергосберегающее окно

При изготовлении энергосберегающего окна возможно использование нескольких типов стекол.

По эффективности и технологии производства энергосберегающие стекла разделяют на:

- К-Стекло – изготавливается по старой (с 70-х гг. XX в.) пиролитической технологии. Стекло менее эффективное и более дорогое. Можно перерабатывать в примитивных условиях.

- И-Стекло (более корректные названия – Low-E, низкоэмиссионное стекло, Clima Guard, Planitherm) – новая (с 90-х гг. XX в.) магнетронная технология производства. Более эффективное стекло с доступной ценой, для хранения и переработки которого требуются специальные условия и профессиональные навыки.

И-стекло

Окно с таким стеклом обладает усовершенствованным теплосберегающим эффектом. И-стекло – кристалльно прозрачное и мягкое (рис. 11.4).



Рисунок 11.4 – Энергосберегающая камера триплекса окна с И-стеклом

И-стекло создается путем нанесения на его поверхность низкоэмиссионного оптического покрытия на основе оксидов металлов с применением специальной производственной техники, оснащенной системой так называемого «магнетронного распыления».

К-стекло

На поверхности этого стекла имеется оксид металла большей толщины, поэтому оно обладает более низким уровнем прозрачности (рис. 11.5).

В процессе изготовления К-стекла на его поверхность наносится тончайший слой особого металлооксидного покрытия. Это покрытие «спекается» со стеклом, а потому становится достаточно прочным и твердым.

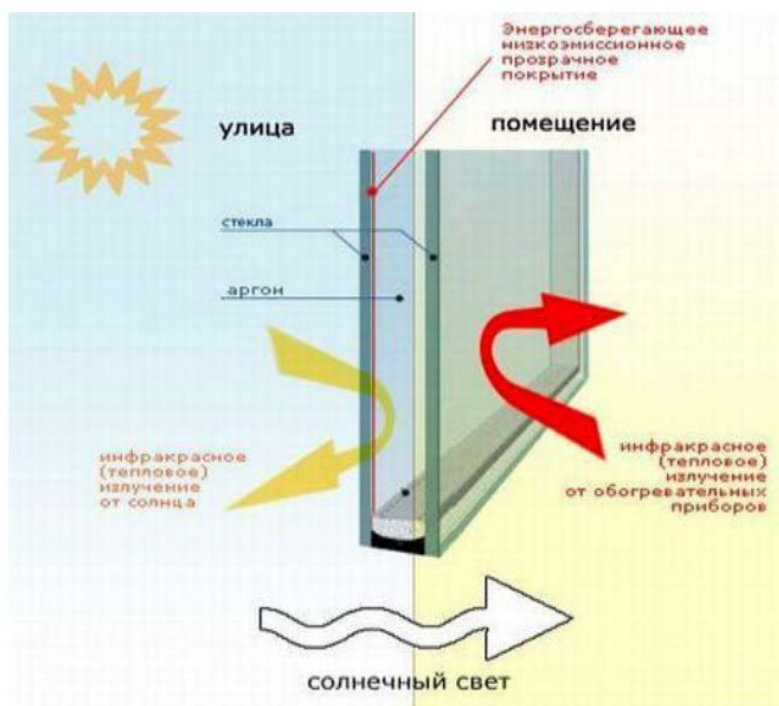


Рисунок 11.5 – Энергосберегающая камера триплекса окна с К-стеклом

К-стекло, в отличие от предыдущего, не боится механических повреждений и влажности. Его недостаток в том, что оно обладает меньшим эффектом теплосбережения.

Технические характеристики энергосберегающих окон зависят от вида стекла и числа камер. Они определяются разновидностью стеклопакета и сопротивлением передаче тепла.

Термическое сопротивление теплообмену R , $\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{C}/\text{Вт}$, обычного однокамерного окна равно 0,32, а энергосберегающего стеклопакета с одной камерой – 0,59. Для обычного двухкамерного это значение составляет 0,47, а для аналогичного энергосберегающего – 0,64.

Как видно из приведенных значений, энергосберегающее окно, по сравнению с обычным, позволяет снизить потери тепла в 1,5–2 раза.

На рис. 11.6 изображены сравнительные характеристики для различного исполнения обычных и низкоэмиссионных окон.

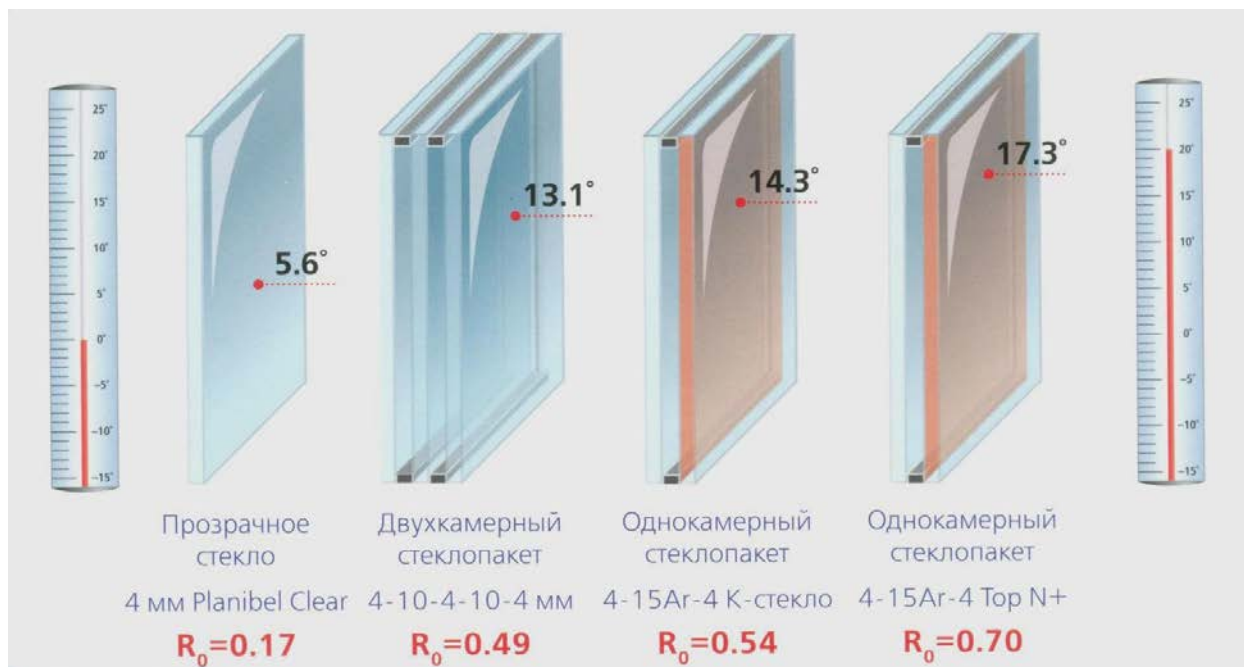


Рисунок 11.6 – Сравнительные характеристики обычных и низкоэмиссионных окон различного исполнения

Электрообогреваемые стекла

Тепловые потери через окна, даже после проведения мероприятий по их уменьшению, существенно влияют на температуру воздуха в помещении, способствуя ее снижению. Данную проблему можно решить с помощью окон с электрообогревом стекол. Такие окна имеют на внутреннем стекле нагревательный элемент в виде токопроводящего покрытия на основе оксидов металлов, выполненного на полимерной основе, которое практически не снижает прозрачность стекла. Токопроводящего слоя нельзя коснуться, поскольку он располагается в толще полимерной пленки, которая находится внутри триплексной структуры внутреннего стекла.

Блок оконного стекла таких окон имеет более сложную конструкцию по сравнению с энергосберегающими окнами (рис. 11.7).

Внешнее стекло (с улицы) – энергосберегающее, имеет с внутренней стороны низкоэмиссионное покрытие на основе оксида серебра, которое уменьшает потери тепла. Дополнительное снижение тепловых потерь посредством такого стекла обусловлено экономией электроэнергии – снижение объемов тепла, уходящего на улицу, позволяет сокращать расходы на сохранение в помещении заданной температуры. За энергосберегающим стеклом находится камера, заполненная аргоном, воздухом или другим инертным газом. За ней располагается обыкновенное разделительное стекло, после которого есть еще одна воздушная камера. Внутреннее стекло (со стороны помещения) выполнено в виде отдельного триплекса: между двумя закаленными стеклами находится нагревательный элемент – полимерная пленка, на которую нанесено светопрозрачное токопроводящее покрытие на основе оксидов металла (чаще всего – цинка). Пленка плотно прилегает к поверхности обоих стекол и является с ними единым целым. Для того чтобы повысить прочность стеклопакета, стекло закаляется термическим способом или ламинируется. Поэтому его можно применять для остекления больших площадей.

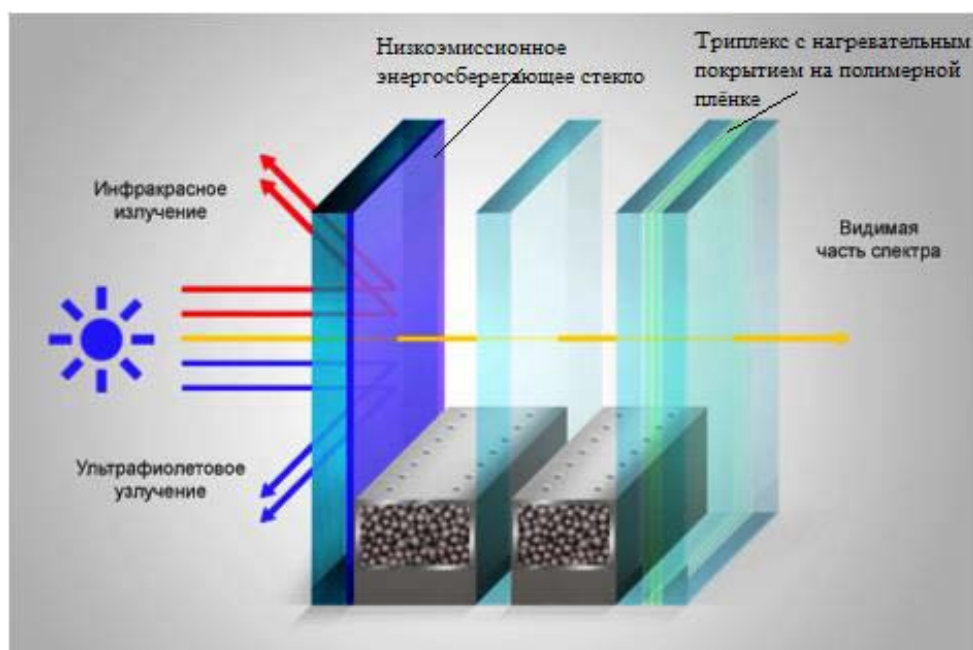


Рисунок 11.7 – Конструкция блока оконного стекла низкоэмиссионного стеклопакета с электрообогревом стекол

Нагревательный элемент может работать от сети переменного тока напряжением 220 В или на более низких напряжениях – от 12 до 30 В. Оптимальным считается значение 24 В. Работа на пониженном напряжении существенно повышает безопасность эксплуатации, но усложняет электрическую цепь ввиду необходимости наличия в ней трансформатора.

Токопроводящее нагревательное покрытие на полимерной основе может выполняться особым рисунком в виде сетки, напоминающей пчелиные соты, либо быть сплошным (рис. 11.8).

Пленка с покрытием в виде сетки наносится на всю поверхность стекла. Рисунок заметен только при ближайшем рассмотрении. По конструкции токопроводящий рисунок схож с токоведущими линиями печатных плат, применяемых в электронике. Электроды, подводящие напряжение к сетке, находятся по краям стекла. Данный вид покрытия имеет недостаток: на работу токопроводящего экрана существенным образом влияют повреждения покрытия (трещины и сколы на стекле).

Во втором случае – покрытие однородное на всей поверхности пленки на стекле. Оно заметно лишь при сравнении светопропускания через стекло и без него (стекло незначительно затонировано). Ввиду равномерности напыления его электрическое сопротивление однородно по всем направлениям и одинаково как на 1 см^2 , так и на 1 м^2 .

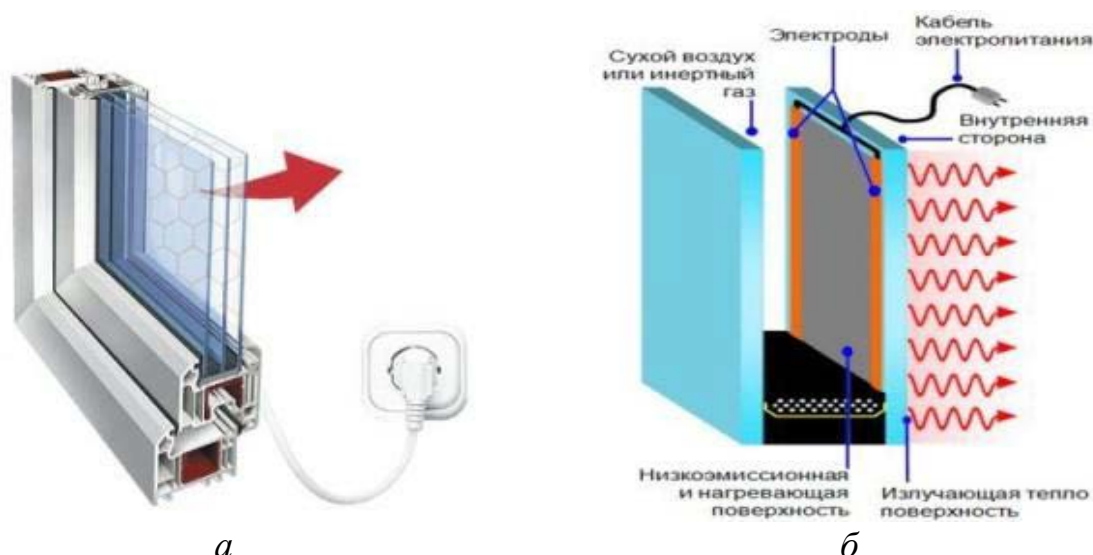


Рисунок 11.8 – Возможные варианты нанесения покрытия:
а – рисунок в виде сот; *б* – однородное сплошное напыление

Отдельные небольшие трещины на стекле не оказывают особого влияния на работоспособность нагревательного покрытия. Только значительные повреждения (трещины через всю поверхность стекла, многочисленные сколы) могут привести к разрыву электрической цепи. Токоподводящие электроды располагаются по бокам стекла в виде более толстого напыления. Данный вид покрытия обеспечивает равномерный нагрев поверхности стекла и является визуально незаметным, что немаловажно для внешнего вида окна.

Основные характеристики энергосберегающих окон с электрообогревом стекол представлены в табл. 11.1.

Таблица 11.1 – Основные характеристики энергосберегающих окон с электрообогревом стекол

Светопропускание покрытия в видимом диапазоне спектра	до 93 %
Светопропускание флоат-стекла толщиной 3 мм с низкоэмиссионным покрытием	до 80 %
Удельное поверхностное электрическое сопротивление токопроводящего покрытия	от 6 до 12 Ом/квадрат
Материалы заготовок для нанесения покрытий	стекло, керамика, полимерная пленка и др.
Высокое отражение инфракрасного излучения	до 85 %

Стеклопакеты с электрообогревом имеют следующие характеристики:

- максимальный размер окна с теплыми стеклами составляет 2400 x 4800 мм;
- оконные блоки минимального размера имеют габариты 300 x 400 мм;
- толщина однокамерного блока составляет 17 мм;
- толщина двухкамерного стеклопакета достигает 30 мм;
- максимальная температура нагрева системы +55 °С;
- звукоизоляционные способности окна находятся на уровне 31 dB;
- потребляемая мощность (в зависимости от размера окна и заданной температуры нагрева) варьируется в пределах от 50 до 800 Вт/м².

Оптимальный режим работы окон с электрообогревом заключается в следующем: необходимо подавать на стекла ровно то количество теплоты, которое теряется. Важно не допускать излишнего нагрева воздуха в помещении, так как это приводит к потерям энергии на его тепловое расширение.

Для достижения поставленной цели окна с электрообогревом должны быть оснащены ручной, автоматической или полуавтоматической системой контроля и иметь встроенные термодатчики (рис. 11.9).



Рисунок 11.9 – Компоновка системы низкоэмиссионного окна с электрообогревом стекол

Для сохранения заданного уровня температуры воздуха в отапливаемых помещениях система автоматического контроля должна ориентироваться на температуру наружного воздуха, а также учитывать тепловыделения от внутренних источников, экономя электроэнергию. Это обеспечивается с помощью термодатчиков, которые помещаются в миниатюрный блок управления.

Для повышения селективности работы системы окна с электрообогревом существует возможность дополнения его электрической схемы датчиками движения, позволяющими производить автоматическое включение при наличии в помещении людей и отключение – при их отсутствии.

У окон с электрообогревом есть и дополнительная функция. Их стекло может содержать специальную жидкокристаллическую прослойку, которая при подаче напряжения может превращаться из совершенно прозрачной в матовую или затемненную (рис. 11.10). Данное стекло незаменимо для панорамных остеклений первого этажа, а также для стеклянных стен, которые сегодня набирают популярность в Европе.



Рисунок 11.10 – Возможные варианты светопропускания стекла с электрообогревом

11.2. Применение электроподогреваемых стекол в качестве теплозащитных экранов

Достоинством низкоэмиссионных окон с электрообогревом стекол является то, что они позволяют сохранять заданный уровень температуры воздуха в отапливаемых помещениях путем устранения тепловых потерь через окна [8].

Как было показано в главе 3, процесс теплообмена через наружные ограждающие конструкции включает в себя конвективный теплообмен на внутренних и наружных поверхностях ограждений, теплопроводность через слой ограждения.

Данный процесс может быть описан следующим равенством, характеризующим тот факт, что количество тепла, переданное от внутреннего воздуха к стенке $Q_{вп}$, равно количеству тепла, переданному через стенку $Q_{тпр}$, и равно количеству тепла, отданного от стенки к наружному воздуху $Q_{нп}$:

$$Q_{огр} = Q_{вп} = Q_{тпр} = Q_{нп}, \quad (11.2)$$

где $Q_{вп} = F_{огр} \alpha_v (t_v - t_{вп})$ – теплота, передаваемая конвекцией от воздуха к внутренней поверхности ограждающей конструкции;

$Q_{тпр} = F_{огр} \frac{\lambda_{ст}}{\delta_{ст}} (t_{вп} - t_{нп})$ – теплота, передаваемая путем теплопроводности через слой ограждающей конструкции;

$Q_{нп} = F_{огр} \alpha_n (t_{нп} - t_n)$ – теплота, передаваемая конвекцией от наружной поверхности ограждающей конструкции наружному воздуху.

Тогда уравнение (11.2) можно записать в виде:

$$Q_{огр} = F_{огр} \alpha_v (t_v - t_{вп}) = F_{огр} \frac{\lambda_{ст}}{\delta_{ст}} (t_{вп} - t_{нп}) = F_{огр} \alpha_n (t_{нп} - t_n). \quad (11.3)$$

Температурный напор, или разность температур внутреннего воздуха и внутренней поверхности ограждающей конструкции (например стены) $\Delta t = t_v - t_{вп}$, используемый при расчете $Q_{огр} = Q_{вп}$, может составлять $\Delta t = 3 \div 6$ °С, а при высоких значениях коэффициента теплопроводности материала ограждения может достигать и более высоких значений.

Наружное утепление наружных ограждений стен, цокольных и чердачных перекрытий снижает рассматриваемый температурный напор и утечки теплоты, но не устраняет их полностью.

Из уравнения (11.3) следует, что возможно полное устранение утечек теплоты через ограждающие конструкции путем прекращения теплообмена между внутренним воздухом и внутренней поверхностью ограждения за счет повышения температуры поверхности до температуры воздушной среды.

Для этого на всех внутренних поверхностях наружных ограждающих конструкций здания, в том числе и на внутренних поверхностях окон, должен быть установлен теплозащитный экран.

Теплозащитный экран представляет собой тонкий гибкий материал (например, полимерную пленку) с нанесенным на него токопроводящим покрытием на основе ZnO , температура которого при прохождении электрического тока плавно увеличивается до температуры внутреннего воздуха.

Функцию теплозащитного экрана на светопрозрачных ограждающих конструкциях выполняют стекла с нанесенным покрытием на основе оксида цинка и установленные с внутренней стороны оконных рам.

На рис. 11.11 представлены три варианта изменения температуры в оконном блоке.

При отсутствии подачи напряжения на теплозащитный экран его температура $t_{эк}$ будет близка к температуре внутренней поверхности $t_{вп}$, а температура воздуха t_b при этом будет превышать температуру экрана. Образующийся температурный напор приводит к теплообмену между воздухом и поверхностью экрана, т. е. к соответствующим утечкам тепловой энергии через ограждающие конструкции $Q_{огр}$.

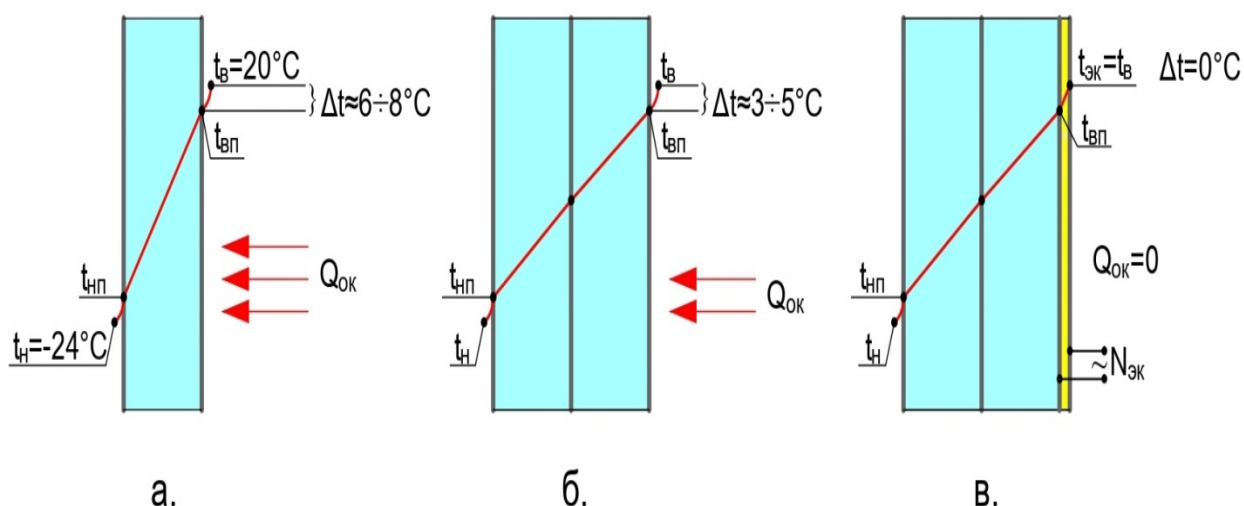


Рисунок 11.11 – Графики изменения температуры в:

а – однокамерном стеклопакете; *б* – двухкамерном стеклопакете;
в – двухкамерном стеклопакете с токопроводящим теплозащитным слоем

Подача напряжения на теплозащитный экран и прохождение по нему электрического тока, т. е. потребление им электрической энергии, приводит к повышению температуры экрана $t_{эк}$ до температуры воздуха t_b и, следовательно, к исчезновению температурного напора между воздухом и поверхностью экрана: $t_{эк} = t_b$, $\Delta t = t_b - t_{эк} = 0$, при этом

$$Q_{огр} = Q_{вп} = 0. \quad (11.4)$$

Установка теплозащитного экрана за счет ликвидации теплообмена на внутренней стороне приводит к снижению коэффициента теплопередачи ограждающих конструкций и, соответственно, к увеличению их термического сопротивления теплопередачи. При этом не требуется повышать температуру нагреваемого воздуха до температуры отопительных приборов для компенсации тепловых потерь через ограждающие конструкции. Таким образом может быть снижена отопительная нагрузка.

Однако применение теплозащитного экрана требует непрерывного подвода к нему электрической энергии, поэтому установка теплозащитного экрана будет эффективна в том случае, если потребляемая электрическая мощность $N_{эк}$ будет меньше мощности теплового потока сетевой воды, подаваемой для компенсации тепловых потерь $Q_{огр}$.

При протекании тока по однородному токопроводящему экрану электрическое поле за время $\Delta\tau$ совершает работу:

$$L_{эл} = U \cdot I \cdot \Delta\tau, \quad (11.5)$$

где U – напряжение электрического тока;

I – сила тока.

Используя закон Ома, выражение для работы электрического тока можно представить в следующем виде:

$$L_{эл} = R \cdot I^2 \cdot \Delta\tau, \quad (11.6)$$

где R – сопротивление токопроводящего покрытия.

Работа $L_{эл}$ электрического тока I , протекающего по токопроводящему покрытию с сопротивлением R , преобразуется в тепло $Q_{эл}$:

$$Q_{эл} = L_{эл} = R \cdot I^2 \cdot \Delta\tau. \quad (11.7)$$

Закон преобразования работы тока в тепло носит название закона Джоуля–Ленца.

Мощность электрического тока равна отношению работы тока $L_{эл}$ или теплоты $Q_{эл}$ к интервалу времени $\Delta\tau$, за которое эта работа была совершена (или теплота подведена):

$$N_{эл} = \frac{L_{эл}}{\Delta\tau} = \frac{Q_{эл}}{\Delta\tau} = UI = RI^2 = \frac{U^2}{R}. \quad (11.8)$$

Будем считать, что одна часть выделившейся теплоты в теплозащитном экране $Q_{эк}$ расходуется на повышение температуры самого экрана в среднем до 20 °С, другая часть путем теплопроводности через несущее ограждение будет рассеиваться в окружающей атмосфере $Q_{ут}$:

$$Q_{эл} = Q_{эк} + Q_{ут}. \quad (11.9)$$

Количество теплоты, затраченное на нагревание теплозащитного экрана массой $G_{эк}$, обладающего теплоемкостью $C_{эк}$, будет незначительно из-за малой массы. Поэтому можно принять, что

$$Q_{эк} = G_{эк} C_{эк} \Delta t_{эк} \approx 0, \quad (11.10)$$

где $\Delta t_{эк} = t_{эк} - t_{вп}$ – приращение температуры теплозащитного экрана при прохождении электрического тока.

Количество теплоты, передаваемое путем теплопроводности и рассеиваемое в окружающей атмосфере, составит:

$$Q_{ут} = F_{огр} \sum \frac{\lambda_{огр}}{\delta_{огр}} \Delta t_{огр} \Delta\tau, \quad (11.11)$$

где $\Delta t_{огр} = t_{эк} - t_n$ – разность температур экрана и наружного воздуха;

$\lambda_{огр}$ – коэффициент теплопроводности отдельных элементов ограждающей конструкции;

$\delta_{огр}$ – толщина отдельного слоя ограждения.

Энергетическая эффективность применения токопроводящего теплозащитного экрана выражается в сокращении расхода топлива, затрачиваемого на производство электрической энергии, необходимой для функционирования экрана, по сравнению с расходом топлива, затрачиваемого на производство транспортировку и распределение тепловой энергии, необходимой для нагревания воздуха с целью компенсации тепловых потерь через окна.

Так, расход топлива для производства теплоты в количестве $Q_{ут}$ можно оценить по следующей формуле с учетом КПД транспорта и распределения:

$$B_{т(т)} = \frac{Q_{ут}}{Q_p^n \eta_{ист} \eta_{тр} \eta_{рас}}. \quad (11.12)$$

Расход топлива на производство электрической энергии для токопроводящего теплозащитного экрана в стекле рассчитывается по следующей формуле без учета потерь при транспортировке и распределении:

$$B_{т(э)} = \frac{N_{эл}}{Q_p^n \eta_{ист} \eta_{тр}}. \quad (11.13)$$

Так как при транспортировке и распределении электрической энергии $\eta_{тр} \approx 1,0$ и $\eta_{рег} \approx 1,0$, то при ее производстве на парогазовой ТЭС расход топлива может быть ниже, чем при производстве теплоты в водогрейной котельной ($B_{т(э)} < B_{т(т)}$).

11.3. Снижение тепловых потерь через стены, пол и потолок

Требуемый уровень тепловой защиты здания достигается применением многослойных строительных конструкций с использованием в них теплозащитных материалов с низким коэффициентом теплопроводности.

Как видно из уравнения (4.4), тепловые потери зависят от величины сопротивления теплопередачи R многослойной конструкции ограждения, определяемой суммой сопротивлений теплопроводности отдельных слоев ограждения:

$$\sum R_\lambda = \sum \frac{\delta}{\lambda}. \quad (11.14)$$

При строительстве новых зданий СНиП 23-02-2003 предписывает значение сопротивления теплопередачи ограждающих конструкций $R_{рег}$ принимать в зависимости от величины градусо-суток, определяемых для конкретного административного района по продолжительности отопительного периода.

Градусо-сутки отопительного периода D , °С·сут, рассчитывают по формуле:

$$D = \Delta t \cdot Z_{от} = (t_b - t_{нсп}) Z_{от}, \quad (11.15)$$

где $t_{нсп}$ – средняя за отопительный период температура наружного воздуха;

$Z_{от}$ – продолжительность отопительного периода в сутках.

Толщину дополнительного слоя изоляции $\delta_{из}$ можно рассчитать по следующей формуле:

$$\delta_{из} = \lambda_{из} (R_{рег} - \frac{1}{\alpha_b} - \sum \frac{\delta_i}{\lambda_i} - \frac{1}{\alpha_n}), \quad (11.16)$$

где $\lambda_{из}$ – коэффициент теплопроводности изоляционного материала;

$\sum \frac{\delta_i}{\lambda_i}$ – термическое сопротивление существующих элементов ограждающей конструкции.

Рассмотрим возможные способы утепления ограждающих конструкций современными теплоизоляционными материалами, такими как пенополистирол, минеральная вата и др.

Для действующих жилых домов возможны следующие варианты утепления наружных стен:

- утепление с внутренней стороны стены;
- утепление с наружной стороны стены.

На рис. 11.12а показан график распределения температуры по толщине наружной стены, не утепленной как с внутренней, так и с наружной сторон.

Считается, что точка росы при таком графике распределения температуры находится внутри кирпичной кладки наружной стены, что может приводить к ее промерзанию и увеличению потерь тепла.

При установке теплозащитного слоя на внутренней стороне стены, как показано на рис. 11.12б, потери теплоты значительно снижаются. Однако ограждающая конструкция не может аккумулировать тепло. Помещение быстро нагревается и быстро охлаждается. Между внутренней стеной и теплоизолирующим слоем возникает зона конденсации пара, что может способствовать появлению на поверхности внутренней стены грибка и плесени. В данном случае возможность промерзания стен остается.

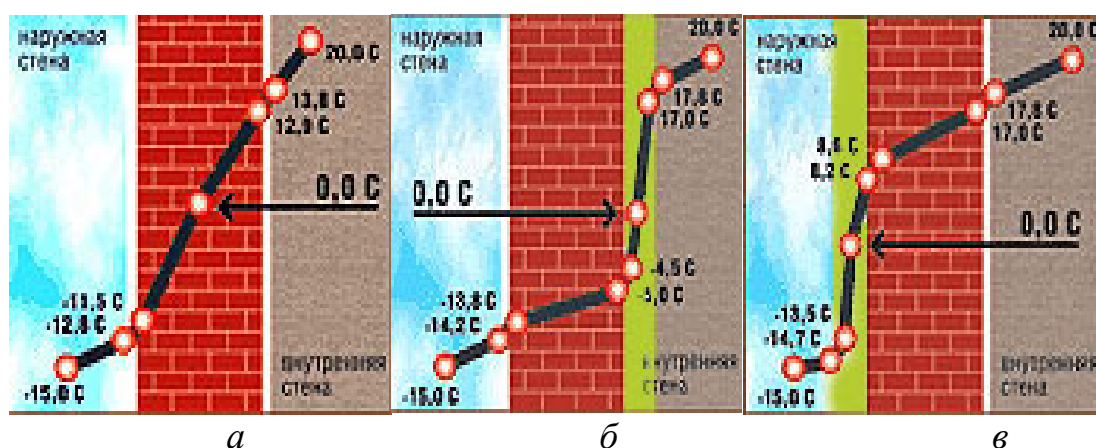


Рисунок 11.12 – График распределения температуры по толщине наружной стены здания:

а – неутепленной; *б* – с теплозащитным слоем на внутренней поверхности стены; *в* – с теплозащитным слоем на наружной поверхности стены

Для ликвидации указанных недостатков целесообразно размещать теплозащитный слой на наружной стороне стены, как показано на рис. 11.12в. В этом случае точка росы переходит в теплоизолирующий слой. Ограждающая конструкция накапливает тепло, и температурные колебания в ней минимальны. Потери тепла незначительны.

Контрольные вопросы

1. Через какие ограждающие конструкции теряется максимальное количество теплоты?
2. Какие материалы применяются для фасадного утепления зданий?
3. Каким образом можно снизить утечки теплоты через светопрозрачные ограждения?
4. Как работает теплозащитный экран?
5. От чего зависит величина сопротивления теплопередачи?

ГЛАВА 12. ВЫБОР ИСТОЧНИКА ЭНЕРГОСНАБЖЕНИЯ ПРИ ИСПОЛЬЗОВАНИИ КОМБИНИРОВАННОЙ ЭНЕРГИИ В СИСТЕМАХ ВОДО-ВОЗДУШНОГО ОТОПЛЕНИЯ

Базовым критерием при выборе источника теплоснабжения потребителей ЖКХ может быть величина расхода потребляемого топлива, используемого для производства необходимых видов энергии (тепловой и электрической), применение которых обеспечивает минимальные потери при транспортировке и регулировании температурного режима в отапливаемых помещениях зданий, подключенных к системе централизованного теплоснабжения [31, 32].

В настоящее время системы отопления жилых зданий, подключенных к СЦТ, основаны на потреблении исключительной тепловой энергии, переносимой сетевой водой, нагреваемой в водогрейных котельных (ВК) или теплоприготовительных установках ТЭЦ.

Такие источники энергоснабжения, как ВК и ТЭЦ с противодавленческими турбинами «Р» имеют практически одинаковую эффективность, т. е. одинаковые КПД. Так, при одном и том же расходе потребляемого топлива количество тепловой энергии, получаемой в ВК, $Q_{ВК}$ будет равно суммарному количеству электрической энергии, генерируемой в турбинах $N_{ТЭЦР}$ и теплоте, получаемой в пароводяном сетевом подогревателе из отработанного в турбине пара $Q_{ТЭЦР}$. Считая, что универсальная электрическая энергия может быть полностью преобразована в теплоту, используемую для непосредственного нагревания воздуха в отапливаемых помещениях, можно записать следующее равенство:

$$Q_{ВК} \approx N_{ТЭЦР} + Q_{ТЭЦР}. \quad (12.1)$$

Откуда следует, что КПД ВК и КПД ТЭЦ с турбинами «Р» имеют близкие значения:

$$\eta_{ВК} = \frac{Q_{ВК}}{B_{ТКОТ} Q_p^H} \approx \eta_{ТЭЦР} = \frac{N_{ТЭЦР} + Q_{ТЭЦР}}{B_{ТЭЦ} Q_p^H}. \quad (12.2)$$

При $B_{ТКОТ} = B_{ТЭЦ}$, количество теплоты, отпускаемой от ВК выше, чем количество теплоты отпускаемой от ТЭЦ, т. е. $Q_{ВК} \gg Q_{ТЭЦР}$.

Представляя расход топлива сжигаемого на ТЭЦ ($B_{ТЭЦ}$) в виде суммы расходов относимых на выработку электрической ($B_{ТЭ}$) и тепловой ($B_{ТТ}$) энергии ($B_{ТЭЦ} = B_{ТЭ} + B_{ТТ}$), можно видеть, что при $B_{ТКОТ} = B_{ТТ}$ вырабатывается одно и тоже количество тепловой энергии, т. е. эффективность производства тепловой энергии на ТЭЦ и ВК одинаковая.

Однако при отпуске тепловой энергии от ВК (с КПД 90 %) при параметрах теплоносителя, определяемых температурным графиком 150/70, количество теряемой теплоты в тепловых сетях при транспортировке и распределении теплоносителя составят 30–35 %, и только 55–60 % теплоты поступит в системы теплоснабжения.

При транспортировке комбинированной энергии от ТЭЦ к системам теплоснабжения потери тепловой энергии в тепловых сетях уменьшаются до ≈ 10 –15 % за счет снижения температуры сетевой воды, а потери электрической

энергии в электрических сетях составляют в среднем 5 %, то суммарные потери не превышают 15–20 %, что позволяет использовать в системах водо-воздушного отопления 75–80 % отпускаемой от источника комбинированной энергии.

Таким образом, в источниках энергоснабжения выгодно производить комбинированную энергию, так как снижаются транспортные потери и повышается качество регулирования используемой энергии в системах теплоснабжения, как это происходит в системах водо-воздушного отопления.

В настоящее время к источникам, вырабатывающим комбинированную энергию, относятся паротурбинные ТЭЦ (ТЭЦ ПТУ), а также ТЭЦ, работающие по парогазовому циклу (ТЭЦ ПГУ). Рассмотрим условия их использования в качестве источников энергии в системе централизованного теплоснабжения. На рис. 12.1 представлена примерная сравнительная диаграмма затрат энергии сжигаемого топлива на производство электрической и тепловой энергии, производимой на паротурбинной и парогазовой ТЭЦ (ТЭЦ ПТУ и ТЭЦ ПГУ).

Как видно из диаграммы, на ТЭЦ ПТУ примерно 30 % энергии сжигаемого топлива преобразуется в электрическую энергию и 55 % в тепловую энергию, отводимую от источника с сетевой водой в системы отопления. На ТЭЦ ПГУ производство электрической энергии увеличивается до 50÷55 % при снижении количества генерируемой тепловой энергии до 30÷35 %. При этом количество теряемой энергии сжигаемого топлива в котле и конденсаторе в сравниваемых источниках примерно одинаково и составляет около 15 %.

Анализируя баланс энергии сжигаемого топлива на ТЭЦ ПТУ и ТЭЦ ПГУ, можно утверждать, что при одинаковых расходах потребляемого топлива и потерях в котле и конденсаторе сумма вырабатываемой электрической энергии и теплоты на ТЭЦ ПТУ будет такой же, как и на ТЭЦ ПГУ:

$$N_{\text{эпту}} + Q_{\text{истпту}} \approx N_{\text{эпгу}} + Q_{\text{истпгу}}. \quad (12.3)$$

Представленное процентное распределение энергии сжигаемого топлива по видам производимой энергии указывает, что энергетический КПД сравниваемых ТЭЦ будет примерно одинаковым и равным в среднем 85 %.

В сложившихся условиях функционирования централизованной системы теплоснабжения ввод в строй новых ТЭЦ ПГУ приводит к относительному сокращению выработки столь востребованной тепловой энергии и увеличению выработки электрической энергии, которая не востребована сферой ЖКХ.

На следующем примере можно показать к чему приводит ввод в строй ТЭЦ ПГУ, вырабатывающую комбинированную энергию, используемую в коммунальной энергетике. Представим, что расчетное значение потребности жилого района в электрической энергии составляет $N_{\text{эр}}$.

В качестве альтернативного источника будем рассматривать ТЭЦ ПТУ. Как следует из диаграммы на рис. 12.1, строительство ТЭЦ ПГУ при одинаковой выработке электрической энергии приведет к сокращению производства тепловой энергии по сравнению с вариантом ТЭЦ ПТУ, что потребует дополнительного ввода в строй водогрейной котельной.

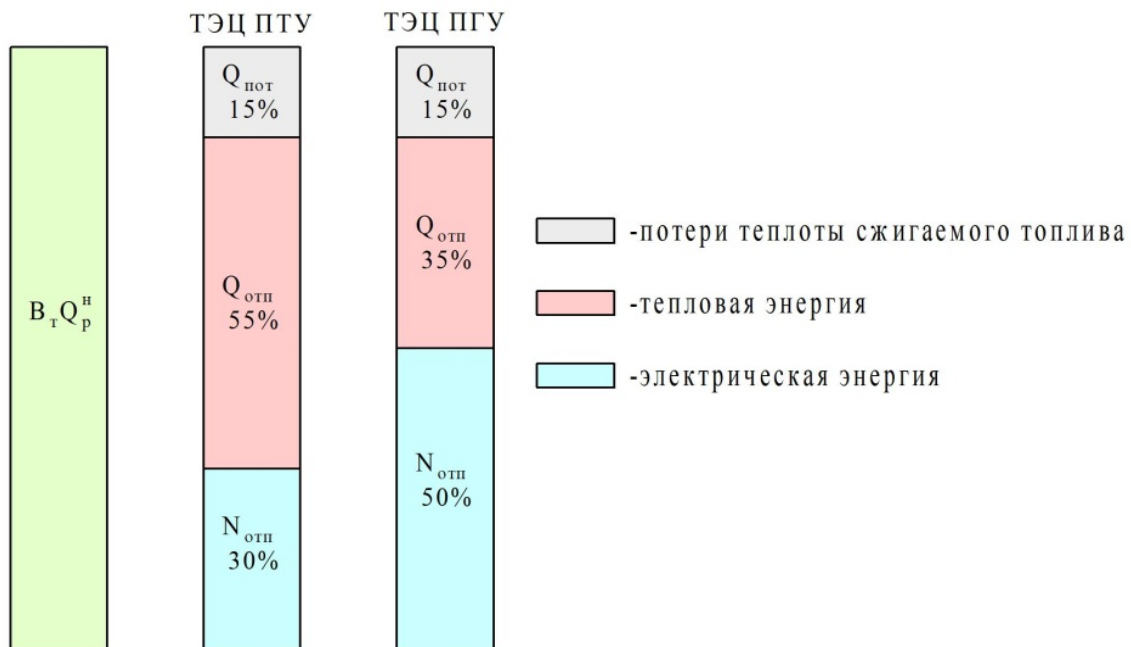


Рисунок 12.1 – Диаграмма затрат энергии сжигаемого топлива на производство электрической и тепловой энергии на ТЭЦ ПТУ и ТЭЦ ПГУ

На рис. 12.2 представлена схема выработки одного и того же количества электрической и тепловой энергии на ТЭЦ ПТУ и ТЭЦ ПГУ с дополнительно пристраиваемой водогрейной котельной.

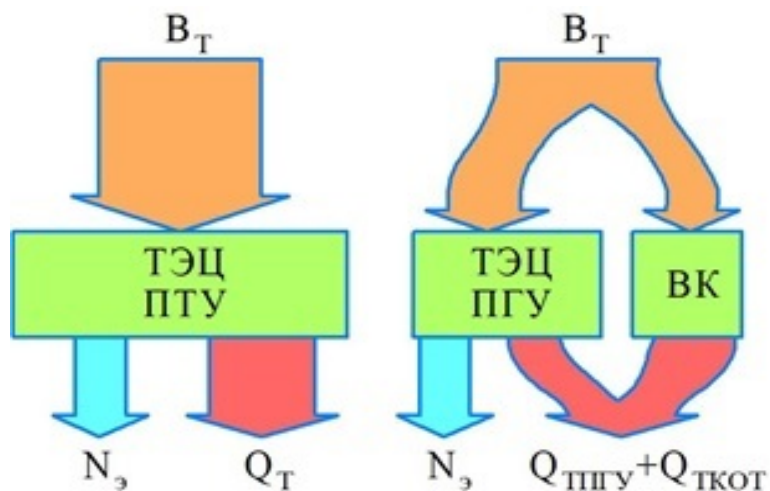


Рисунок 12.2 – Схема выработки одного и того же количества электрической и тепловой энергии на ТЭЦ ПТУ и ТЭЦ ПГУ

При этом $N_{\text{эпту}} < N_{\text{эпгу}}$, а $Q_{\text{истпту}} > Q_{\text{истпгу}}$, т. е. на ТЭЦ ПТУ при меньшей выработке электрической энергии, тепловой энергии производится больше, а на ТЭЦ ПГУ наоборот. Поэтому сравнивать эффективность ТЭЦ ПГУ и ТЭЦ ПТУ, используя следующее уравнение для определения КПД той или иной ТЭЦ весьма затруднительно

$$\eta_{\text{ТЭЦ}} = \frac{N_{\text{э}} + Q_{\text{отп}}}{B_{\text{т}} Q_{\text{р}}^{\text{н}}},$$

т.к. их КПД будет иметь примерно одинаковое значение.

Однако если на ТЭЦ ПГУ больше вырабатывается более ценной электрической энергии, то на ТЭЦ ПТУ вырабатывается значительно больше широко используемой тепловой энергии. Поэтому выбрать источник, который предпочтительнее использовать в системах коммунального энергоснабжения без учета характера энергопотребления, невозможно.

В этом случае выбор между ТЭЦ ПТУ и ТЭЦ ПГУ должен осуществляться исходя из минимального расхода топлива, необходимого для производства требуемых потребителю электрической и тепловой энергии.

Если потребность в электрической и тепловой энергии оценивать в одних единицах, а именно в кВт·ч, то в качестве единой величины, определяющей структуру энергопотребления можно использовать **коэффициент относительного энергопотребления**, представляющего собой отношение требуемой электрической энергии $N_{\text{э}}$ к требуемой тепловой энергии $Q_{\text{отп}}$, отпускаемых от источника:

$$y = \frac{N_{\text{э}}}{Q_{\text{отп}}}. \quad (12.4)$$

В качестве показателя, определяющего эффективность того или иного когенерационного источника, возможно использовать величину удельного расхода топлива, затрачиваемого на совместное производство электрической и тепловой энергии:

$$b_{\text{т}} = \frac{3600 \cdot B_{\text{т}}}{N_{\text{э}} + Q_{\text{ист}}} = \frac{3600}{Q_{\text{р}}^{\text{н}} \cdot \eta_{\text{ТЭЦ}}}, [\text{кг}/(\text{кВт} \cdot \text{ч})]. \quad (12.5)$$

Представляет определенный интерес сравнение эффективности рассматриваемых ТЭЦ с ТЭС ПГУ и водогрейной котельной. ТЭС ПГУ можно рассматривать в качестве источника, обладающего максимальным электрическим КПД, а водогрейную котельную рассматривать в качестве источника, обладающего максимальным тепловым КПД. Схема энергетических потоков на ТЭС ПГУ и ВК представлена на рис. 12.3.

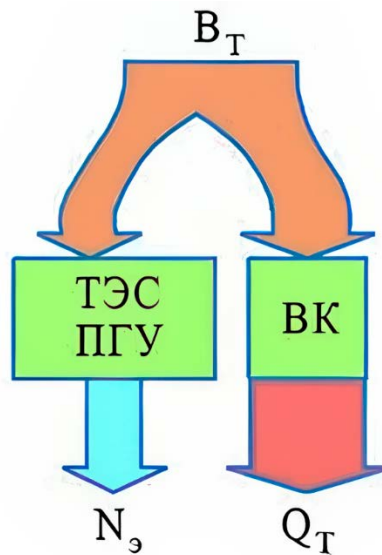


Рисунок 12.3 – Схема энергетических потоков на ТЭС ПГУ и ВК

На рис. 12.4 представлены графические зависимости $b_T = f(Y)$ для различных источников энергоснабжения.

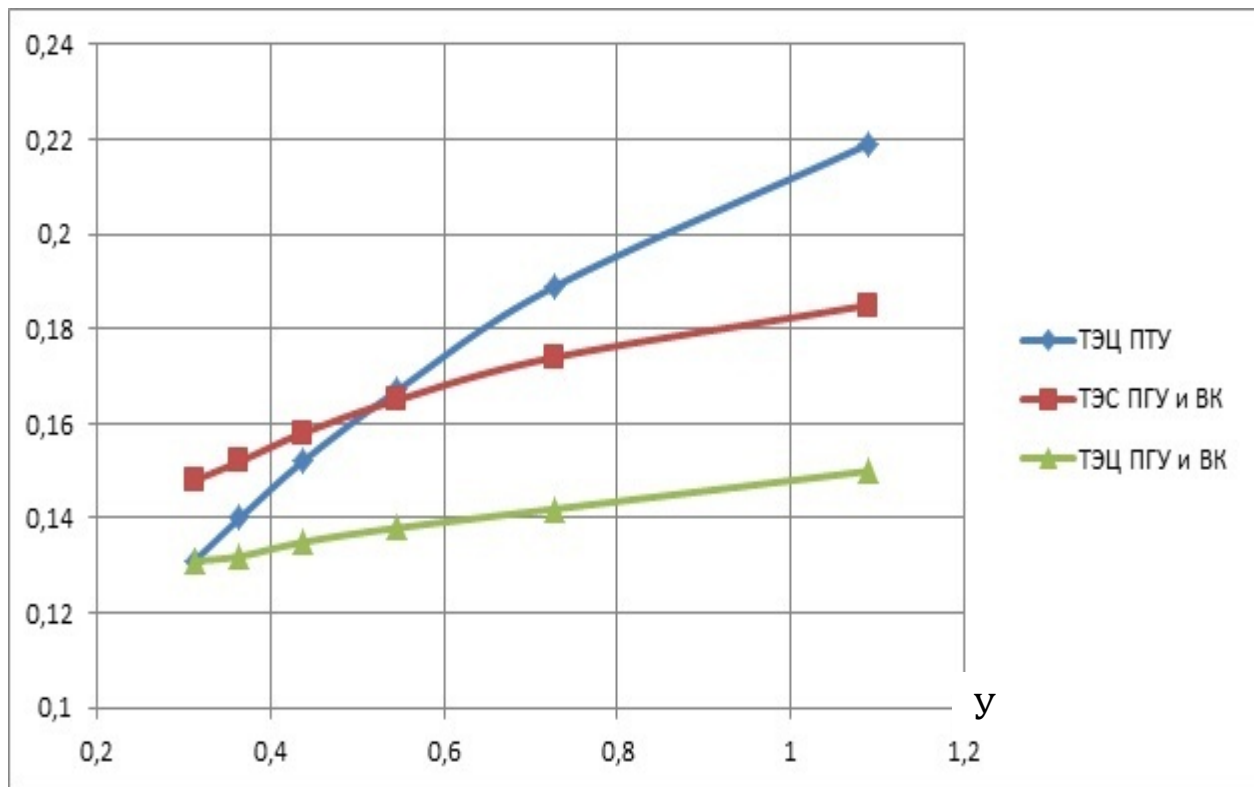


Рисунок 12.4 – Графики зависимостей $b_T = f(Y)$

Из анализа графиков зависимости $b_T = f(Y)$ можно сделать следующие выводы:

1. При коэффициенте относительного энергопотребления $Y \leq 0,2 \div 0,35$ величина удельного расхода топлива на производство электрической и тепловой

энергии на ТЭЦ ПТУ такая же, как и на ТЭЦ ПГУ, совмещенной с ВК, что свидетельствует о примерно одинаковой эффективности использования данных источников для производства одного и того же количества электрической и тепловой энергии. Поэтому в тех случаях, когда потребность в тепловой энергии превышает потребность в электрической энергии в 2–3 раза, строительство комплексного источника энергоснабжения на базе парогазовой технологии нецелесообразно, так как стоимость ТЭЦ ПГУ и ВК будет в $1,5 \div 2$ раза выше, чем стоимость строительства обычной паротурбинной ТЭЦ (ТЭЦ ПТУ).

2. При $Y > 0,35$, т. е. при повышении доли потребления электрической энергии снижение потребления топливных ресурсов можно получить путем строительства ТЭЦ ПГУ как наиболее эффективного источника энергоснабжения.

3. Представленные кривые также свидетельствуют о нецелесообразности строительства ТЭС ПГУ и отдельной ВК вместо строительства ТЭЦ ПГУ, т. к. расход топлива на производство электрической и тепловой энергии в двух отдельных источниках возрастает.

4. Тип источника энергоснабжения должен полностью определяться системой энергопотребления. Если сохранять систему централизованного теплоснабжения в существующем виде с применением в качестве энергоносителя сетевой воды, то в качестве источника теплоснабжения целесообразно применять ТЭЦ ПТУ. Однако эффективная выработка электрической энергии на ТЭЦ ПГУ и широкое их распространение позволяет модернизировать систему централизованного теплоснабжения с большим использованием в системах отопления электрической энергии, что, как будет показано ниже, приведет к значительному сокращению потребляемой энергии, а также потреблению топливных ресурсов.

Контрольные вопросы

1. Какой критерий эффективности учитывается при выборе источника энергоснабжения потребителей ЖКХ?
2. В каких случаях паротурбинная ТЭЦ будет менее эффективным источником энергоснабжения потребителей ЖКХ?
3. Как определяется КПД ТЭЦ?
4. Как определяется коэффициент относительного энергопотребления?
5. Каким образом можно увеличить тепловую нагрузку ТЭЦ ПГУ, сохраняя количество производимой электрической энергии?

ГЛАВА 13. ПРАКТИКО-ОРИЕНТИРОВАННОЕ ЗАДАНИЕ

Целью задания является решение следующих задач:

1. Рассчитать тепловую нагрузку жилого дома, определить его КПД и расход топлива, необходимый для покрытия отопительной нагрузки и ГВС при децентрализованном теплоснабжении с индивидуальным котлом.

2. Определить отопительную нагрузку жилого дома после проведения работ по утеплению ограждающих конструкций жилого дома, рассчитать новое значение КПД и расход топлива для покрытия отопительной нагрузки.

3. Определить КПД жилого дома и расход потребляемого топлива после перехода с естественной вентиляции на приточно-вытяжную с установкой теплорекуператора. Выполнить тепловой расчет поверхности теплорекуператора.

4. Рассчитать отопительную нагрузку после проведения работ по замене обычных стекол на стекло с токопроводящим покрытием, а также значение КПД жилого дома и расход потребляемого топлива для покрытия изменившейся отопительной нагрузки.

5. Определить КПД системы теплоснабжения и расход потребляемого топлива при подключении жилого дома к системе централизованного теплоснабжения (СЦТ).

6. Определить КПД СЦТ и расход потребляемого топлива после перехода с водяного на водо-воздушное отопление с установкой электрокалорифера в приточном воздуховоде жилого дома.

7. Определить КПД СЦТ и расход потребляемого топлива при установке теплового насоса в системе водо-воздушного отопления жилого дома;

8. Определить КПД СЦТ и расход потребляемого топлива при установке теплового насоса в ИТП жилого дома.

9. Оценить эффективность работы системы вентиляции при отсутствии людей в отапливаемых помещениях.

В качестве объекта теплоснабжения будем рассматривать одноэтажный дом простейшей конструкции с естественной вентиляцией помещений, со следующими геометрическими размерами: площадь пола 10×10 м и высотой потолка 3 м. Внутренний объем отапливаемой части дома $V_{\text{зд вн}} = 300 \text{ м}^3$. Дом построен из газобетонных блоков. Объем дома по наружному обмеру $V_{\text{здн}} = 350 \text{ м}^3$. Чердак жилого дома не утеплен.

Геометрические размеры окон и входной двери дома, а также расчетные значения внутренней и наружной температуры воздуха представлены в табл. 13.1

Таблица 13.1

Длина дома	a	10	м
Ширина дома	b	10	м
Площадь окон	$S_{\text{ок}}$	3	м^2
Количество окон	$n_{\text{ок}}$	6	шт.

Площадь двери	$F_{дв}$	3	м ²
Высота потолка	h	3	м
Высота здания	H	5	м
Внутренняя температура воздуха	$t_{вр}$	20	°С
Наружная температура воздуха (Санкт-Петербург)	$t_{нро}$	-24	°С

Ограждающие конструкции жилого дома изготовлены с применением материалов, обеспечивающих следующие фактические величины сопротивлений теплопередачи стен, окон, пола и потолка:

$$R_{ф ст} = 2,5 \frac{\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{С}}{\text{Вт}}; R_{ф ок} = 0,4 \frac{\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{С}}{\text{Вт}}; R_{ф пол} = 4,6 \frac{\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{С}}{\text{Вт}}; R_{ф пот} = 4,0 \frac{\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{С}}{\text{Вт}}.$$

Решение задачи 1

Отопительная нагрузка и КПД жилого дома в исходном состоянии

В общем случае уравнение энергетического баланса, характеризующее количество подводимой теплоты к отапливаемому дому $Q_{зд}$, может быть представлено в виде:

$$Q_{зд} = Q_{от} + Q_{тп} + Q_{гвс},$$

где $Q_{от}$ – количество теплоты подаваемой в систему отопления (отопительная нагрузка);

$Q_{тп}$ – тепlopоступления от бытовых приборов и людей;

$Q_{гвс}$ – тепловая нагрузка горячего водоснабжения.

При дальнейшем анализе работы системы тепlopотребления исключаем из балансовых уравнений $Q_{тп}$, поскольку эта теплота носит случайный характер и не поддается никакому регулированию.

$$Q_{зд} = Q_{от} + Q_{гвс}.$$

Нагрузку ГВС ($Q_{гвс}$) также целесообразно рассматривать отдельно от отопительной нагрузки из-за специфики ее потребления.

Отопительную нагрузку рассчитаем по формуле, представляющей сумму следующих слагаемых:

$$Q_{от} = Q_{огр} + Q_{инф},$$

где $Q_{огр}$ – теплота, необходимая для компенсации тепловых потерь через наружные ограждающие конструкции здания;

$Q_{огр}$ – теплота, затрачиваемая на нагревание наружного воздуха, проникающего во внутренний объем отапливаемых помещений здания при естественной вентиляции через неплотности в ограждениях.

Определение тепловых потерь через ограждающие конструкции в исходном состоянии дома

При расчетной температуре наружного воздуха для Санкт-Петербурга $t_{\text{нро}} = -24\text{ }^{\circ}\text{C}$, тепловые потери через ограждающие конструкции определяем по следующей формуле:

$$Q_{\text{огр}} = \frac{F_{\text{огр}} \cdot \Delta t}{R_{\text{ф огр}}},$$

где $\Delta t = t_{\text{в}} - t_{\text{нро}}$ – температурный напор;

$$\Delta t = 20 - (-24) = 44\text{ }^{\circ}\text{C};$$

Тепловые потери через стены:

$$F_{\text{ст}} = 4 \cdot (a \cdot h) - F_{\text{ок}} - \text{площадь стен без окон } (F_{\text{ок}} = 18\text{ м}^2)$$

$$F_{\text{ст}} = 4 \cdot (10 \cdot 3) = 120 - 18 = 102\text{ м}^2$$

$$Q_{\text{ст}} = \frac{102 \cdot 44}{2,5} = 1795\text{ Вт};$$

Потери через окна:

$$Q_{\text{ок}} = \frac{18 \cdot 44}{0,4} = 1980\text{ Вт.}$$

Потери через потолочные перекрытия:

$$Q_{\text{пот}} = \frac{100 \cdot 44}{4,0} = 1100\text{ Вт.}$$

Потери через пол:

$$Q_{\text{пол}} = \frac{100 \cdot 44}{4,6} = 956\text{ Вт.}$$

Суммарные тепловые потери через ограждающие конструкции:

$$Q_{\text{огр}} = Q_{\text{ст}} + Q_{\text{ок}} + Q_{\text{пот}} + Q_{\text{пол}}.$$

$$Q_{\text{огр}} = 1795 + 1980 + 1100 + 956 = 5831\text{ Вт.}$$

Определение инфильтрационной составляющей отопительной нагрузки

В домах с естественной вентиляцией применение современных стеклопакетов снижает количество наружного воздуха, поступающего в отапливаемый объем. Однако, установка под подоконником воздушного клапана, регулирующего воздухоприток, позволяет увеличить поступление наружного воздуха до получения требуемой по санитарным нормам кратности воздухообмена.

Принимаем величину кратности воздухообмена $m = 0,35\text{ 1/ч}$, что обеспечивает поступление полезного расхода наружного воздуха в количестве

$$G_{\text{пол}} = V_{\text{взд}} \cdot \rho_{\text{в}} \cdot m = (300 \cdot 1,29 \cdot 0,35)/3600 = 0,0376\text{ кг/с},$$

где $V_{\text{взд}} = 300\text{ м}^3$ – внутренний объем здания;

$\rho_{\text{в}} = 1,29\text{ кг/м}^3$ – плотность наружного воздуха.

Инфильтрационная нагрузка, соответствующая полезной теплоте составит:

$$Q_{\text{инф}} = Q_{\text{пол}} = G_{\text{пол}} \cdot c_p \cdot (t_v - t_{\text{нро}}) = 0,0376 \cdot 1005 \cdot 44 = 1663 \text{ Вт}$$

Отопительная нагрузка жилого дома в исходном состоянии составит:

$$Q_{\text{от}} = Q_{\text{огр}} + Q_{\text{инф}} = 5831 + 1663 = 7494 \text{ Вт}$$

Нагрузка ГВС

Температура горячей воды:

$$t_1 = 65 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

Температура холодной воды:

$$t_2 = 5 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

Количество жителей:

$$m = 3 \text{ чел.}$$

Норма потребления воды:

$$a = 105 \text{ л/сут}$$

Количество часов подачи горячей воды:

$$n = 24 \text{ ч/сут}$$

Нагрузка ГВС:

$$Q_{\text{ГВС}} = \frac{1,2amc_p(t_1 - t_2)}{3,6n}$$

$$Q_{\text{ГВС}} = \frac{1,2 \cdot 105 \cdot 3 \cdot 4,19 \cdot (65 - 5)}{3,6 \cdot 24} = 1100 \text{ Вт}$$

Расход топлива на производство потребляемой теплоты для покрытия отопительной нагрузки в расчетном режиме и КПД здания при децентрализованном теплоснабжении (СДТ) определяем по ниже следующим формулам. Так как $Q_{\text{пол}} = Q_{\text{от}} \cdot \eta_{\text{зд}}$, то формулу для определения расхода топлива можно записать в следующем виде

$$B_{\text{т}} = \frac{Q_{\text{пол}}}{Q_{\text{р}}^{\text{н}} \eta_{\text{ист}} \eta_{\text{исх зд}}} = \frac{Q_{\text{от}}}{Q_{\text{р}}^{\text{н}} \eta_{\text{ист}}};$$

где $\eta_{\text{ист}} = 0,9$ – КПД источника теплоснабжения котла (принимается).

$$B_{\text{т}} = \frac{7494}{29330 \cdot 0,9 \cdot 10^3} = 0,000283 \text{ кг/с}$$

Энергетический КПД жилого дома в исходном состоянии при децентрализованном теплоснабжении:

$$\eta_{\text{зд}} = \frac{Q_{\text{пол}}}{Q_{\text{р}}^{\text{н}} \cdot B_{\text{т}}} = \frac{1663}{29330 \cdot 0,000283} = 0,20 \text{ (20 \%)}$$

Расход топлива с учетом нагрузки ГВС составит:

$$B_{\text{т исх}} = \frac{Q_{\text{пол}} + Q_{\text{ГВС}}}{Q_{\text{р}}^{\text{н}} \eta_{\text{ист}} \eta_{\text{исх зд}}} = \frac{Q_{\text{от}} + Q_{\text{ГВС}}}{Q_{\text{р}}^{\text{н}} \eta_{\text{ист}}};$$

$$B_{\text{т исх}} = \frac{7494 + 1100}{29330 \cdot 0,9 \cdot 10^3} = 0,000325 \text{ кг/с}$$

Решение задачи 2

Снижение отопительной нагрузки жилого дома путем утепления ограждающих конструкций

В качестве дополнительного теплозащитного слоя наружных стен широко применяется пеноплекс, имеющий коэффициент теплопроводности $\lambda_{\text{пен}} = 0,032 \frac{\text{Вт}}{\text{м} \cdot ^\circ\text{C}}$. Промышленностью выпускаются стандартные листы пеноплекса толщиной 25, 50 и 100 мм. Для утепления рассматриваемого дома принимаем пеноплекс толщиной $\delta_{\text{пен}} = 50$ мм.

Сопротивление теплопередачи ограждающей конструкции после утепления рассчитываются по следующей формуле:

$$R_{\text{ут огр}} = R_{\text{ф огр}} + \frac{\delta_{\text{пен}}}{\lambda_{\text{пен}}};$$

$$R_{\text{ут ст}} = 2,5 + \frac{0,05}{0,032} = 4,06 \frac{\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{C}}{\text{Вт}};$$

$$R_{\text{ут пол}} = 4,6 + \frac{0,05}{0,032} = 6,16 \frac{\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{C}}{\text{Вт}};$$

$$R_{\text{ут пот}} = 4,0 + \frac{0,05}{0,032} = 5,56 \frac{\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{C}}{\text{Вт}}.$$

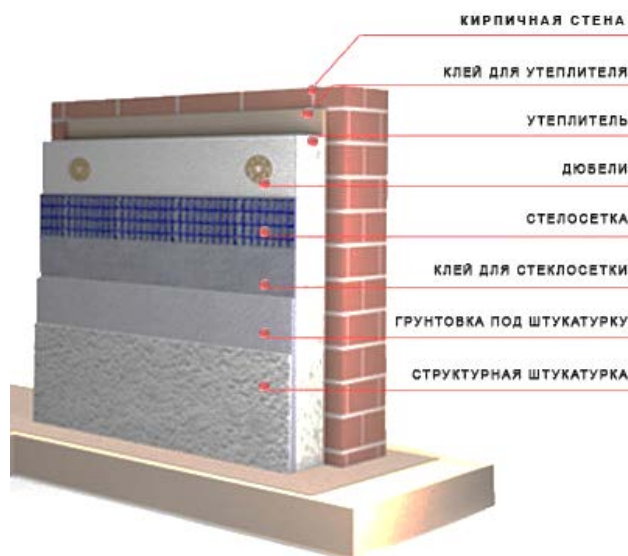


Рисунок 13.1 – Фасадное утепление наружной стены жилого дома из кирпича

Тепловые потери через ограждающие конструкции после утепления определяем по следующей формуле:

$$Q_{\text{ут огр}} = \frac{F_{\text{огр}} \cdot \Delta t}{R_{\text{ут огр}}}.$$

Тепловые потери через стены:

$$Q_{\text{ут ст}} = \frac{102 \cdot 44}{4,06} = 1105 \text{ Вт};$$

Тепловые потери через пол:

$$Q_{\text{ут пол}} = \frac{100 \cdot 44}{6,16} = 714 \text{ Вт};$$

Тепловые потери через потолок:

$$Q_{\text{ут пот}} = \frac{100 \cdot 44}{5,56} = 791 \text{ Вт}.$$

Суммарные тепловые потери через ограждающие конструкции после утепления здания определяются по следующей формуле:

$$Q_{\text{огр}} = Q_{\text{ут ст}} + Q_{\text{ок}} + Q_{\text{ут пот}} + Q_{\text{ут пол}}.$$

$$Q_{\text{огр}} = 1105 + 1980 + 791 + 714 = 4590 \text{ Вт}.$$

Приведенные результаты свидетельствуют о том, что после утепления самые большие потери теплоты, составляющие 43 % ($\frac{1980}{4590} = 0,43$) от суммарных потерь через все ограждающие конструкции, происходят через окна.

Отопительная нагрузка жилого дома после утепления составит:

$$Q_{\text{от}} = Q_{\text{ут огр}} + Q_{\text{инф}} = 4590 + 1663 = 6253 \text{ Вт}.$$

Расход топлива, сжигаемого в индивидуальном котле, установленного в утепленном доме составит для покрытия отопительной нагрузки:

$$B_{\text{т}} = \frac{Q_{\text{от}}}{Q_{\text{р}}^{\text{н}} \eta_{\text{ист}}} = \frac{6253}{29330 \cdot 0,9 \cdot 10^3} = 0,000237 \text{ кг/с},$$

что на 16,2 % ниже расхода, потребляемого в доме в исходном состоянии.

$$\frac{B_{\text{т уисх}} - B_{\text{т ут}}}{B_{\text{т уисх}}} = \frac{0,000283 - 0,000237}{0,000283} = 0,162.$$

Энергетический КПД жилого дома после утепления:

$$\eta_{\text{зд}} = \frac{Q_{\text{пол}}}{Q_{\text{р}}^{\text{н}} \cdot B_{\text{т}}} = \frac{1663}{29330 \cdot 0,000237 \cdot 10^3} = 0,239 \text{ (23,9 \%)}.$$

Таким образом, дополнительная установка тепловой изоляции в виде панелей из пеноплекса толщиной 50 мм приводит к повышению энергетической эффективности на 3,9 %.

Расход топлива, сжигаемого в индивидуальном котле, с учетом нагрузки ГВС составит:

$$B_{\text{т ГВС}} = \frac{Q_{\text{от}} + Q_{\text{ГВС}}}{Q_{\text{р}}^{\text{н}} \eta_{\text{ист}}} = \frac{6253 + 1100}{29330 \cdot 0,9 \cdot 10^3} = 0,000278 \text{ кг/с},$$

что на 14,5 % ниже расхода, потребляемого в доме в исходном состоянии.

$$\frac{B_{\text{т уисх}} - B_{\text{т ут}}}{B_{\text{т уисх}}} = \frac{0,000325 - 0,000278}{0,000325} = 0,145.$$

Решение задачи 3

Снижение инфильтрационной нагрузки при переходе с естественной на приточно-вытяжную систему вентиляции с теплорекуператором

При естественной вентиляции, наружный воздух, поступающий в помещения дома через неплотности в ограждающих конструкциях и вентиляционный клапан, нагревается в отопительных приборах системы отопления до температуры, поддерживаемой внутри здания. При нагревании поступивший воздух расширяется, выдавливая наружу здания такое же количество теплого внутреннего воздуха, в основном через внутридомовую вентиляционную систему.

При переходе на приточно-вытяжную систему вентиляции воздухообмен в отапливаемом помещении или смежных помещениях обеспечивается путем установки двух вентиляторов, а именно приточного и вытяжного, а также теплорекуператора, в котором теплота удаляемого передается приточному воздуху, как показано на рис. 13.2. В рассматриваемой системе вентиляции количество приточного воздуха соответствует количеству удаляемого воздуха.

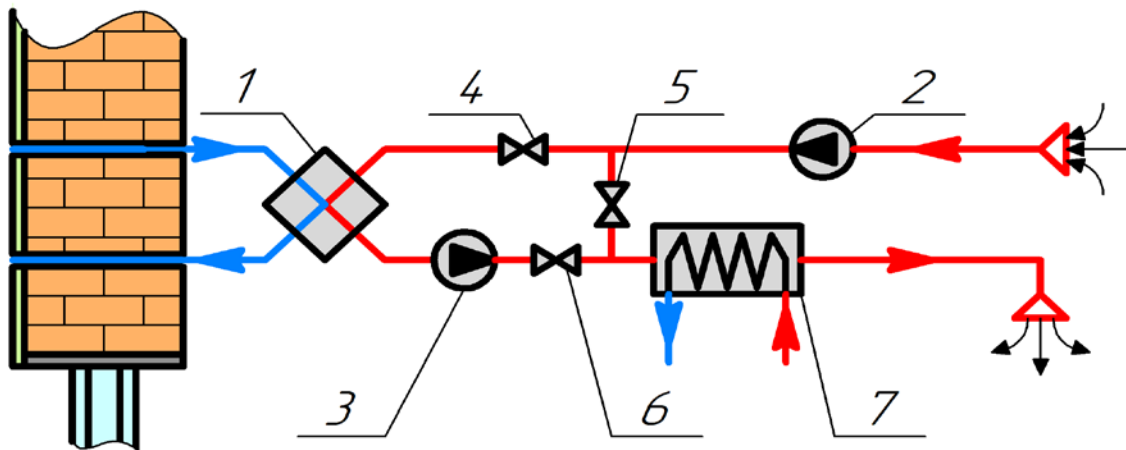


Рисунок 13.2 – Схема приточно-вытяжной системы вентиляции с переключающим воздухопроводом:

1 – теплорекуператор; 2 – вытяжной вентилятор; 3 – приточный вентилятор;
4, 5, 6 – воздушные клапаны; 7 – нагревательный элемент

Принимаем температуру удаляемого воздуха из помещения на выходе из теплорекуператора $t_{\text{в вых рек}} = 5^\circ\text{C}$, при которой снижается процесс интенсивной конденсации пара, содержащегося в удаляемом из помещения воздухе, в вытяжных каналах вентиляции.

В этом случае количество передаваемой теплоты наружному воздуху в рекуператоре составит:

$$Q_{\text{рек}} = G_{\text{пол}} \cdot c_p \cdot (t_{\text{в}} - t_{\text{в вых рек}}) = 0,0376 \cdot 1005 \cdot (20 - 5) = 567 \text{ Вт.}$$

Температуру наружного воздуха на выходе из теплорекуператора $t_{\text{н вых}}$ определим, используя уравнение теплового баланса:

$$t_{\text{н вых}} = \frac{Q_{\text{рек}}}{G_{\text{пол}} \cdot c_p} + t_{\text{нро}} = \frac{567}{0,0376 \cdot 1005} + (-24) = -9 \text{ }^{\circ}\text{C}.$$

Инфильтрационная нагрузка жилого дома с приточно-вытяжной установкой становится вентиляционной нагрузкой с теплорекуператором:

$$Q_{\text{вент}} = Q_{\text{инф}} - Q_{\text{рек}} = 1663 - 567 = 1096 \text{ Вт.}$$

Отопительная нагрузка жилого дома с установкой теплорекуператора составит:

$$Q_{\text{от}} = Q_{\text{ут огр}} + Q_{\text{вент}} = 4590 + 1096 = 5686 \text{ Вт.}$$

Расход потребляемого топлива после проведения работ по утеплению ограждающих конструкций и монтажа приточно-вытяжной установки с теплорекуператором составит:

$$B_{\text{т}} = \frac{Q_{\text{от}}}{Q_{\text{р}}^{\text{н}} \eta_{\text{ист}}} = \frac{5686}{29330 \cdot 0,9 \cdot 10^3} = 0,000215 \text{ кг/с.}$$

Как видно, расход потребляемого топлива снижается на

$$\Delta B_{\text{т}} = B_{\text{т исх}} - B_{\text{трек}} = 0,000283 - 0,000215 = 0,000068 \text{ кг/с,}$$

что составляет 24 % от исходного расхода топлива в исходном состоянии дома.

$$\frac{\Delta B_{\text{т}}}{B_{\text{т исх}}} = \frac{0,000068}{0,000283} = 0,24.$$

В этом случае КПД утепленного жилого дома, оснащенного приточно-вытяжной вентиляцией с теплорекуператором, при децентрализованном теплоснабжении составит:

$$\eta_{\text{зд}} = \frac{Q_{\text{пол}}}{Q_{\text{р}}^{\text{н}} \cdot B_{\text{т}}} = \frac{1663}{29330 \cdot 0,000215 \cdot 10^3} = 0,264 \text{ (26,4 \%)},$$

что на 2 % выше КПД утепленного дома.

$$B_{\text{т гвс}} = \frac{Q_{\text{от}} + Q_{\text{гвс}}}{Q_{\text{р}}^{\text{н}} \eta_{\text{ист}}} = \frac{5686 + 1100}{29330 \cdot 0,9 \cdot 10^3} = 0,000257 \text{ кг/с.}$$

Как видно, расход потребляемого топлива снижается на

$$\Delta B_{\text{т}} = B_{\text{т исх}} - B_{\text{трек}} = 0,000325 - 0,000257 = 0,000068 \text{ кг/с,}$$

что составляет 21 % от исходного расхода.

$$\frac{\Delta B_{\text{т}}}{B_{\text{т исх}}} = \frac{0,000068}{0,000325} = 0,21.$$

Расчет поверхности теплообмена теплорекуператора

КПД теплорекуператора: $\eta_{\text{рек}} = 0,98$

Теплоемкость приточного воздуха:

$$c_{p2} = 1,005 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}} \cdot ^{\circ}\text{C}$$

Температура приточного воздуха на выходе из теплорекуператора:

$$t_2^{\text{вых}} = t_{\text{н вых}} = -9 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

Тепловая нагрузка теплорекуператора:

$$Q_{\text{рек}} = Q_{\text{инф}} - Q_{\text{инф рек}} = 1663 - 1096 = 567 \text{ Вт}$$

Коэффициент теплоотдачи от воздуха к стенке:

$$\alpha_1 = 100 \text{ Вт/м}^2 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Коэффициент теплоотдачи от стенки к воздуху:

$$\alpha_2 = 100 \text{ Вт/м}^2 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Коэффициент теплопередачи теплообменника:

$$k_{рек} = \frac{\alpha_1 \cdot \alpha_2}{\alpha_1 + \alpha_2} = 50 \text{ Вт/м}^2 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Большой температурный напор:

$$\Delta t_6 = t_{вр} - t_2^{в\text{ых}}$$
$$\Delta t_6 = 20 - (-9) = 29 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Меньший температурный напор:

$$\Delta t_m = t_{в\text{ых рек}} - t_{нро}$$
$$\Delta t_m = 5 - (-24) = 29 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Средний температурный напор:

$$\Delta t_{cp} = 29 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Площадь поверхности теплообмена:

$$F_{рек} = \frac{Q_{рек}}{\Delta t \cdot k_{рек}}$$
$$F_{рек} = \frac{567}{29 \cdot 50} = 0,39 \text{ м}^2$$

Площадь одной пластины:

$$F_{пл} = 0,024 \text{ м}^2$$

Количество пластин:

$$n_{пл} = F_{рек} / F_{пл}$$
$$n_{пл} = \frac{0,39}{0,024} = 16 \text{ шт.}$$

Решение задачи 4

Снижение тепловых потерь через окна жилого дома

Учитывая универсальный характер электрической энергии, возникает вопрос о возможном применении данной энергии в ограждающих конструкциях для снижения теплоты, выносимой в окружающую среду. Поскольку максимальные потери происходят через окна, то снижение таких потерь представляется наиболее важной задачей.

Появление стекла с токопроводящим покрытием позволяет создать стеклопакет с теплозащитным экраном, как показано в работе [4]. Подача напряжения на токопроводящий слой стекла, установленного с внутренней стороны отапливаемого помещения, приводит к повышению температуры его поверхности. Увеличение температуры поверхности до температуры воздушной среды, заполняющей внутреннее пространство отапливаемого помещения приводит к снижению или полному прекращению теплообмена между

воздушной средой и поверхностью стекла, из-за отсутствия температурного напора (рис. 11.11).

Для повышения температуры поверхности стекла, площадью 1 м² на примерно на 10–15 °С требуется, по предварительным данным, от 20 до 30 Вт электрической энергии. Еще раз следует подчеркнуть, что такое стекло не нагревает, а только предотвращает охлаждение воздуха на его поверхности. При этом потребляемая электрическая энергия также будет передаваться окружающей среде, т. е. суммироваться с остальными потерями через наружные ограждения.

Об эффективности предлагаемого метода снижения тепловых потерь через окна можно судить по суммарному расходу топлива, затраченного на производство потребляемой стеклом электрической энергии и на производство теплоты для покрытия потерь через остальные ограждающие конструкции.

В качестве источника электрической энергии будем рассматривать тепловую электростанцию, работающую по парогазовому циклу с электрическим КПД 55 % ($\eta_{э} = 0,55$).

Оценочные эксперименты с токопроводящим стеклом показали, что для повышения температуры поверхности внутреннего стекла на 8–10 °С в многокамерном стеклопакете требуется 25–40 Вт/м² электрической мощности.

Примем удельный расход электрической энергии ($n_{уд}$), затрачиваемый на подогрев 1 м² площади стекла при расчетных параметрах системы отопления $n_{уд} = 30$ Вт/м².

Суммарная электрическая мощность, потребляемая окнами жилого дома составит:

$$N_{э\text{ ок}} = n_{уд} \cdot F_{ок} = 30 \cdot 18 = 540 \text{ Вт.}$$

Тепловые потери через утепленные ограждающие конструкции без учета окон составят:

$$Q_{огр} = Q_{ут\text{ ст}} + Q_{ут\text{ пот}} + Q_{ут\text{ пол}} = 1105 + 791 + 714 = 2610 \text{ Вт.}$$

Полагая, что вентиляционная или инфильтрационная нагрузка дома с установкой теплорекуператора остается без изменения $Q_{вент} = 1096$ Вт, определим отопительную нагрузку жилого дома:

$$Q_{от} = Q_{огр} + Q_{вент} = 2610 + 1096 = 3706 \text{ Вт.}$$

Суммарное количество подводимой в систему отопления жилого дома тепловой и электрической энергии, обеспечивающих требуемый температурный режим воздушной среды составит:

$$Q_{от\text{ ок}} + N_{э\text{ ок}} = 3706 + 540 = 4246 \text{ Вт.}$$

КПД отапливаемого дома составит:

$$\eta_{з\text{ док}} = \frac{Q_{пол}}{Q_{оток} + N_{э\text{ ок}}} = \frac{1663}{3706 + 540} = \frac{1663}{4246} = 0,39 \text{ (39 \%)}$$

Однако при определении энергетического КПД жилого дома в знаменателе вышеприведенного уравнения суммируются энергии, вырабатываемые в различных источниках (в котельных и на ТЭС), имеющих различную эффективность. Более объективную оценку эффективности получим, сравнивая

исходный расход топлива с суммарным расходом топлива, затрачиваемого по отдельности на производство электрической и тепловой энергии.

Расход топлива, сжигаемого в индивидуальном котле для выработки теплоты в количестве отопительной нагрузки утепленного, оснащенного приточно-вытяжной установкой и теплозащитными (нагреваемыми) окнами.

$$B_{\text{ТТ}} = \frac{Q_{\text{от}}}{Q_{\text{р}}^{\text{н}} \eta_{\text{ист}}} = \frac{3706}{29330 \cdot 0,9 \cdot 10^3} = 0,000116 \text{ кг/с.}$$

Расход топлива, затрачиваемого на выработку потребляемой в окнах электрической энергии при следующих значениях КПД парогазовой ТЭС: $\eta_{\text{ист}} = \eta_{\text{ТЭС пгу}} = 0,55$ и КПД транспорта электрической энергии по электрическим сетям: $\eta_{\text{трэ}} = 0,95$.

$$B_{\text{Тэ}} = \frac{N_{\text{э ок}}}{Q_{\text{р}}^{\text{н}} \eta_{\text{ТЭС пгу}} \cdot \eta_{\text{трэ}}} = \frac{540}{29330 \cdot 0,55 \cdot 0,95 \cdot 10^3} = 0,000035 \text{ кг/с.}$$

Суммарный расход топлива составит:

Без учета ГВС:

$$B_{\text{Т}} = B_{\text{Т кот}} + B_{\text{Т ТЭС пгу}} = 0,000116 + 0,000035 = 0,000151 \text{ кг/с.}$$

Приведенные цифры свидетельствуют о том, что фасадное утепление ограждающих конструкций дома, монтаж приточно-вытяжной установки с теплорекуператором, а также применение окон с обогреваемыми стеклами снижают суммарный расход потребляемого топлива в источниках энергоснабжения, затрачиваемого на выработку энергии, потребляемой в системах отопления, по сравнению с исходным расходом на следующую величину:

$$\Delta B_{\text{Т}} = B_{\text{Т исх}} - B_{\text{Ток}} = 0,000283 - 0,000151 = 0,000132 \text{ кг/с.}$$

$$\frac{\Delta B_{\text{Т}}}{B_{\text{Т исх}}} = \frac{0,000132}{0,000283} = 0,466.$$

КПД жилого дома при децентрализованной системе теплоснабжения и потреблении в системах отопления комбинированной энергии составит:

$$\eta_{\text{зд сдт}} = \frac{Q_{\text{пол}}}{Q_{\text{р}}^{\text{н}} \cdot B_{\text{Т ок}}} = \frac{1663}{29330 \cdot 0,000151 \cdot 10^3} = 0,375 \text{ (37,5 \%)}.$$

Полученное КПД характеризует эффективность децентрализованного теплоснабжения жилого дома на базе применения индивидуального котла после проведения ряда работ, связанных с утеплением ограждающих конструкций, с переходом на приточно-вытяжную систему вентиляции, а также с использованием обогреваемых с помощью электрической энергии стекол.

Абсолютное увеличение КПД здания составляет:

$$\Delta \eta_{\text{зд}} = \eta_{\text{здсдт}} - \eta_{\text{здисх}} = 0,375 - 0,20 = 0,175 \text{ (17,5 \%)}.$$

Расход потребляемого топлива с учетом ГВС:

$$B_{\text{Т ГВС}} = \frac{Q_{\text{от ок}} + Q_{\text{ГВС}}}{Q_{\text{р}}^{\text{н}} \eta_{\text{ист}}} = \frac{3706 + 1100}{29330 \cdot 0,9 \cdot 10^3} = 0,000182 \text{ кг/с.}$$

$$B_{\text{Т}} = B_{\text{Т ГВС}} + B_{\text{Тэ}} = 0,000182 + 0,000035 = 0,000217 \text{ кг/с.}$$

Решение задачи 5

Эффективность отопления жилого дома при подключении к системе централизованного теплоснабжения

В качестве централизованного источника энергоснабжения при единовременном использовании в системах отопления тепловой и электрической энергии должна применяться теплоэлектроцентраль (ТЭЦ) или когенерационный источник. Эффективность ТЭЦ определяется величиной коэффициента полезного использования теплоты сжигаемого топлива (КПД ТЭЦ), рассчитываемого по следующей формуле:

$$\eta_{\text{ТЭЦ}} = \frac{Q_{\text{отп}} + N_{\text{э}}}{Q_{\text{р}}^{\text{н}} \cdot B_{\text{Т ТЭЦ}}},$$

где $Q_{\text{отп}}, N_{\text{э}}$ – тепловая и электрическая энергия, отпускаемая энергопотребителям от ТЭЦ;

$B_{\text{Т ТЭЦ}}$ – расход потребляемого топлива на ТЭЦ.

КПД ТЭЦ, работающих по парогазовому и паротурбинному циклу, имеют примерно одинаковые значения ($\eta_{\text{ТЭЦПГУ}} \approx \eta_{\text{ТЭЦПТУ}}$). Основное их отличие заключается в том, что на ТЭЦ ПГУ вырабатывается больше электрической энергии и меньше тепловой, а ТЭЦ ПТУ наоборот, вырабатывается больше тепловой энергии и меньше электрической.

$$Q_{\text{отпПГУ}} + N_{\text{эПГУ}} \approx Q_{\text{отпПТУ}} + N_{\text{эПТУ}}.$$

При проведении сравнительных расчетов расходов потребляемого топлива в когенерационных источниках энергоснабжения, входящих в состав централизованного теплоснабжения КПД ТЭЦ, будем оценивать на уровне 85 %.

$$\eta_{\text{ТЭЦ}} = 0,85.$$

При подключении жилого дома к системе централизованного теплоснабжения появляются дополнительные потери теплоты, связанные с транспортом теплоносителя по протяженным трубопроводам, а также потери, обусловленные сложным характером регулирования отопительной нагрузки. Данные потери учитываются соответствующим КПД: транспорта – $\eta_{\text{тр}}$ и регулирования – $\eta_{\text{рег}}$ [4].

Используя диаграмму зависимости КПД транспорта и регулирования от числа присоединенных абонентов, представленную на рис.5.1 принимаем следующие значения названных КПД:

$$\eta_{\text{тр}} = 0,9,$$

$$\eta_{\text{рег}} = 0,85.$$

В работе [23] утверждается, что при транспортировке тепла от источника до потребителя, теряется 20–30 % тепловой энергии.

При принятых значениях $\eta_{\text{тр}}$ и $\eta_{\text{рег}}$, КПД тепловой сети составит:

$$\eta_{\text{ТС}} = \eta_{\text{тр}} \cdot \eta_{\text{рег}} = 0,9 \cdot 0,85 = 0,765 \text{ (76,5 \%)}.$$

Потери в тепловой сети в данном примере принимаются равными 23,5 %, что подтверждает данные о потерях в тепловых сетях.

Расход топлива, сжигаемого на ТЭЦ для производства 3706 Вт теплоты, обеспечивающей покрытие отопительной нагрузки утепленного жилого дома, с приточно-вытяжной установкой и подогреваемыми стеклами, составит:

$$B_{ТТ} = \frac{Q_{от\ ok}}{Q_p^H \eta_{ист} \cdot \eta_{тр} \cdot \eta_{рег}} = \frac{3706}{29330 \cdot 0,85 \cdot 0,9 \cdot 0,85 \cdot 10^3} = 0,000194 \text{ кг/с.}$$

Расход топлива для выработки 540 Вт электрической энергии на ТЭС ПГУ, используемой в подогреваемых стеклах оконных рам, как и в предыдущем, случае будет равен:

$$B_{ТЭ} = \frac{N_э}{Q_p^H \eta_{ТЭЦ\ пгу} \cdot \eta_{тр\ э}} = \frac{540}{29330 \cdot 0,85 \cdot 0,95 \cdot 10^3} = 0,000023 \text{ кг/с}$$

Суммарный расход топлива составит:

$$B_{Т\ сцт} = B_{ТТ} + B_{ТЭ} = 0,000194 + 0,000023 = 0,000217 \text{ кг/с.}$$

В этом случае КПД теплоснабжения рассматриваемого жилого здания, подключенного к системе централизованного теплоснабжения, может быть рассчитано по следующей формуле:

$$\eta_{зд\ сцт} = \frac{Q_{пол}}{Q_p^H \cdot B_{Т\ сцт}} = \frac{1663}{29330 \cdot 0,000217 \cdot 10^3} = 0,261 \text{ (26,1 \%)}$$

Сравнивая эффективность отапливаемого здания, с индивидуальным источником теплоты и подключенного к системе СЦТ видно, что централизованное теплоснабжение снижает КПД с 37,5 % до 26,1 %, т. е. на 11,4 %.

Расход топлива, потребляемый на ТЭЦ с учетом нагрузки ГВС:

$$B_{ТТ} = \frac{Q_{от\ ok} + Q_{ГВС}}{Q_p^H \eta_{ист} \cdot \eta_{тр} \cdot \eta_{рег}} = \frac{3706 + 1100}{29330 \cdot 0,85 \cdot 0,9 \cdot 0,85 \cdot 10^3} = 0,000252 \text{ кг/с}$$

$$B_{Т} = B_{ТТ} + B_{ТЭ} = 0,000252 + 0,000023 = 0,000275 \text{ кг/с.}$$

Решение задачи 6

Водо-воздушное отопление жилого дома, подключенного к системе централизованного теплоснабжения с установкой электрокалорифера в приточном воздуховоде

Так как более 60 % вырабатываемой в РФ электрической энергии производится на тепловых электростанциях и сопровождается образованием большого количества тепловой отхода, который может быть использован только в централизованных системах теплоснабжения, то задача по реформированию систем централизованного теплоснабжения сводится к их сохранению при повышении их энергетической эффективности путем снижения потерь в транспортных коммуникациях и улучшения качества регулирования тепловой нагрузки. Поставленные задачи могут быть решены путем перехода от водяного к водо-воздушному отоплению, основанного на потреблении комбинированной энергии, т. е. тепловой и электрической. Использование электрической энергии

в системах отопления позволяет существенно повысить качество регулирования отопительной нагрузки.

Предлагаемые системы водо-воздушного отопления (ВВО) целесообразно использовать только для жилых зданий, подключенных к системе централизованного теплоснабжения. Основной целью перехода от водяного к водо-воздушному отоплению является снижение тепловых потерь при транспортировке водяного теплоносителя по тепловым сетям, а также повышение качества регулирования отопительной нагрузки в системах теплопотребления.

Для достижения указанных целей предлагается снизить температуру водяного теплоносителя, отводимого от источника и поступающего в отопительные приборы, до 70–75 °С и использовать его только для покрытия тепловых потерь через наружные ограждающие конструкции. Электрическая энергия, подводимая в электрокалорифер, установленный в приточном воздуховоде, обеспечивает нагревание наружного воздуха, покрывая тем самым вентиляционную часть отопительной нагрузки.

На рис. 9.1 представлена схема водо-воздушного отопления отдельной квартиры в многоквартирном доме.

Сетевая вода отбирается из магистрального трубопровода 1 и при температуре ~70 °С подводится в ИТП здания, в котором разделяется на два потока. Один из которых обеспечивает подогрев водопроводной воды в теплообменнике 3 до 65 °С, используемой в закрытом контуре ГВС. Другой, проходя теплообменник 4, обеспечивает подогрев воды до такой же температуры циркулирующей в контуре отопления 5 с независимым присоединением отопительных приборов 6.

Наружный воздух под напором вентилятора 7 по приточному воздуховоду 8 поступает в теплорекуператор 9, в котором повышает свою температуру за счет теплоты удаляемого из отапливаемого помещения воздуха по вытяжному воздуховоду 10 с помощью вентилятора 11. Окончательное догревание наружного воздуха до требуемой внутренней температуры происходит в электрокалорифере 12 с использованием электрической энергии.

Включение электрокалорифера в работу по сигналу датчика внутренней температуры, как показано на рис. 7.2, с учетом всех возможных теплопоступлений от бытовых приборов и людей обеспечивает поддержание внутренней температуры в отапливаемом помещении в автоматическом режиме и исключает перетапливание и недоотапливание вентилируемых помещений [2, с. 3-7].

Применительно для рассматриваемого жилого дома, подключенного к системе централизованного теплоснабжения, отопительная нагрузка делится на две составляющие следующим образом:

$$Q_{огр} = Q_{вод} = 2610 \text{ Вт},$$

$$Q_{вен} = N_{калор} = 1096 \text{ Вт},$$

где $N_{\text{калор}}$ – мощность электркалиорифера, для нагревания наружного воздуха прошедшего через теплорекуператор.

Суммарная мощность, потребляемая электрическим калорифером и подогреваемым стеклом составит:

$$N_{\text{калор}} + N_{\text{э ок}} = 1096 + 540 = 1636 \text{ Вт.}$$

Расход потребляемого топлива на ТЭЦ ПГУ для генерирования электрической и тепловой энергии необходимо рассчитывать отдельно для каждого вида энергии, поскольку у них различная эффективность транспортных коммуникаций.

При принятых ранее значениях $\eta_{\text{тэц пгу}} = 0,85$ и $\eta_{\text{тр э}} = 0,95$ рассчитываем расход условного топлива, сжигаемого на ТЭЦ ПГУ для производства электрической энергии, потребляемой электрическим оборудованием отопительной системы:

$$B_{\text{т э}} = \frac{N_{\text{э ок}} + N_{\text{калор}}}{Q_{\text{р}}^{\text{н}} \eta_{\text{тэц пгу}} \cdot \eta_{\text{тр э}}} = \frac{1636}{29330 \cdot 0,85 \cdot 0,95} = 0,000069 \text{ кг/с.}$$

Расход топлива для производства тепловой энергии на ТЭЦ ПГУ будем рассчитывать при условии снижения тепловых потерь при транспортировке сетевой воды с пониженной температурой (70 °С), что позволяет повысить КПД транспорта теплоты от 90 % до 95 %. Принимаем $\eta_{\text{тр т}} = 0,95$.

Поскольку регулирующие функции отопительной нагрузки возлагаются на электрическую энергию, потребляемую электрокалорифером, работа которого зависит от сигнала, поступающего от датчика внутренней температуры, что снижает зависимость регулирования температурного режима в отапливаемых помещениях от подачи сетевой воды в отопительные приборы. Поэтому допустимо считать, что потери, связанные с регулированием отбора теплоты из тепловой сети, снизятся с 15 % до 10 %

Рассчитаем расход топлива на ТЭЦ ПГУ, затрачиваемый на производство тепловой энергии, принимая КПД регулирования $\eta_{\text{рег т}} = 0,9$, по следующей формуле:

$$B_{\text{тт}} = \frac{Q_{\text{вод}}}{Q_{\text{р}}^{\text{н}} \eta_{\text{тэц пгу}} \cdot \eta_{\text{тр т}} \cdot \eta_{\text{рег т}}} = \frac{2610}{29330 \cdot 0,85 \cdot 0,95 \cdot 0,9 \cdot 10^3} = 0,000122 \text{ кг/с.}$$

Суммарный расход топлива, обеспечивающий систему отопления рассматриваемого дома, необходимой тепловой и электрической энергией составит:

$$B_{\text{т вво}} = B_{\text{тт}} + B_{\text{т э}} = 0,000122 + 0,000069 = 0,000191 \text{ кг/с.}$$

КПД здания с водо-воздушным отоплением, подключенного к системе централизованного теплоснабжения:

$$\eta_{\text{зд вво}} = \frac{Q_{\text{пол}}}{Q_{\text{р}}^{\text{н}} \cdot B_{\text{т сцт}}} = \frac{1663}{29330 \cdot 0,000191 \cdot 10^3} = 0,297 \text{ (29,7 \%)}$$

КПД здания, подключенного к СЦТ при переходе к водо-воздушному отоплению, увеличился с 26,1 % до 29,7 %.

Как свидетельствуют представленные расчеты, подключение жилого дома к системе централизованного теплоснабжения с увеличением потребления электрической энергии приводит к увеличению КПД отапливаемого здания и

соответственно к снижению расхода топлива на ТЭЦ, необходимого для выработки потребляемых в системе отопления видов энергии с 0,000217 кг/с до 0,000191 кг/с.

Расход потребляемого топлива с учетом нагрузки ГВС составит:

$$B_{\text{тт}} = \frac{Q_{\text{вод}} + Q_{\text{ГВС}}}{Q_{\text{р}}^{\text{н}} \eta_{\text{тэц пгу}} \cdot \eta_{\text{тр т}} \cdot \eta_{\text{рег т}}} = \frac{2610 + 1100}{29330 \cdot 0,85 \cdot 0,95 \cdot 0,9 \cdot 10^3} = 0,000174 \text{ кг/с.}$$

$$B_{\text{т ГВС}} = B_{\text{тт}} + B_{\text{тэ}} = 0,000174 + 0,000069 = 0,000243 \text{ кг/с.}$$

Решение задачи 7

Определить КПД СЦТ и расход потребляемого топлива при установке теплового насоса в системе водо-воздушного отопления жилого дома

Применение бытового парокомпрессионного теплового насоса в системе водо-воздушного отопления рассматриваемого жилого дома позволяет повысить полезное использование сетевой воды и снизить потребление электрической энергии для нагревания наружного воздуха, поступающего по приточному воздухопроводу в отапливаемый объем.

На рис. 9.3 представлена схема водо-воздушного отопления с тепловым насосом (ТН).

Включение ТН в работу, аналогично включению электрокалорифера, также происходит по сигналу датчика внутренней температуры с учетом всех возможных теплопоступлений от бытовых приборов и людей, что обеспечивает поддержание температурного режима в отапливаемых помещениях квартиры в автоматическом режиме, без участия человека с исключением режимов переотапливания и недоотапливания.

Рассчитаем расход потребляемого топлива для выработки необходимых видов энергии, потребляемых в системе водо-воздушного отопления рассматриваемого жилого дома с использованием теплового насоса.

По температуре воды, отводимой из отопительных приборов (принимаем 50 °С) и подводимой в испаритель с учетом необходимого температурного напора $\Delta T_{\text{и}} = 5$ °С, определяем по р-h-диаграмме для фреона R134, давление и энтальпию на входе в компрессор (точка 1 на Т-S-диаграмме).

Температура и давление фреона в испарителе: $t_{\text{и}} = 50 - 5 = 45$ °С, $p_{\text{и}} = 13$ бар.

Энтальпия фреона на входе в компрессор: $h_1 = 420$ кДж/кг.

Принимая температуру конденсации фреона в конденсаторе $t_{\text{к}} = 80 - 90$ °С, определяем давление в конденсаторе $p_{\text{к}} = 27,5$ бар.

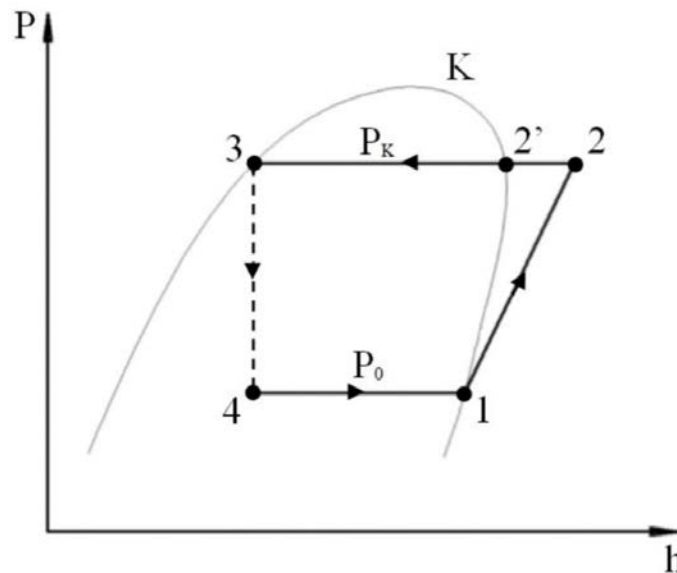


Рисунок 13.3 – Цикл работы ТНУ в P-h-диаграмме

Используя p-h-диаграмму (рис. 13.3), находим значения энтальпии фреона в узловых точках цикла теплового насоса:

энтальпия фреона на выходе из компрессора (точка 2): $h_2 = 441 \text{ кДж/кг}$;

энтальпия фреона на выходе из конденсатора: $h_3 = 426 \text{ кДж/кг}$;

энтальпия фреона на выходе из дроссельного устройства: $h_4 = 325 \text{ кДж/кг}$;

энтальпия фреона за дроссельным устройством: $h_5 = 325 \text{ кДж/кг}$.

Удельное количество теплоты, подведенное к фреону в испарителе:

$$q_{\text{и}} = h_1 - h_5 = 420 - 325 = 95 \text{ кДж/кг.}$$

Удельное количество теплоты, отводимое от фреона в конденсаторе:

$$q_k = h_2 - h_4 = 426 - 325 = 116 \text{ кДж/кг.}$$

Удельная работа сжатия в компрессоре при изэнтропийном процессе:

$$l_k = h_2 - h_1 = 441 - 420 = 21 \text{ кДж/кг.}$$

Согласно уравнению энергетического баланса теплового насоса, количество теплоты, отводимой из конденсатора, равно сумме теплоты испарителя и работы, совершаемой в компрессоре:

$$q_k = q_{\text{и}} + l_k = 95 + 21 = 116 \text{ кДж/кг.}$$

Теоретический коэффициент преобразования:

$$\mu_T = \frac{q_k}{l_k} = \frac{116}{21} = 5,52 \text{ кДж/кг.}$$

Теплота, отводимая от рабочего тела в конденсаторе (тепловая нагрузка конденсатора):

$$Q_k = Q_{\text{и}} + N_k = Q_{\text{инф.рек}} = 1,096 \text{ кВт.}$$

Массовый расход рабочего вещества:

$$G_a = \frac{Q_k}{q_k} = \frac{1,096}{116} = 0,0094 \text{ кг/с.}$$

Электрическая мощность компрессора:

$$N_k = G_a \cdot l_k = 0,0094 \cdot 21 = 0,197 \text{ кВт.}$$

Суммарное потребление электрической энергии в системе водо-воздушного отопления:

$$N_{\Sigma} = N_K + N_{OK} = 197 + 540 = 737 \text{ Вт.}$$

Теплота, подводимая к фреону в испарителе теплового насоса:

$$Q_{\text{и}} = G_a \cdot q_{\text{и}} = 0,0094 \cdot 95 = 0,893 \text{ кВт.}$$

Сделаем расчет эффективности работы ТНУ в системе централизованного теплоснабжения. Секундный расход топлива на привод компрессора и подогрев окон:

$$B_{T \Sigma} = \frac{N_K + N_{OK}}{Q_p^H \eta_{\text{тэц пгу}} \cdot \eta_{\text{тр э}}} = \frac{197 + 540}{29330 \cdot 0,85 \cdot 0,95 \cdot 10^3} = 0,000031 \text{ кг/с}$$

Секундный расход топлива на производство теплоты:

$$B_{T T} = \frac{Q_{\text{огр}} + Q_{\text{и}}}{Q_p^H \eta_{\text{тэц пгу}} \cdot \eta_{\text{тр т}} \cdot \eta_{\text{рег т}}} = \frac{2610 + 893}{29330 \cdot 0,85 \cdot 0,95 \cdot 0,9} = 0,000164 \text{ кг/с.}$$

Суммарный расход условного топлива, для выработки энергии, потребляемой в системе отопления :

$$B_T = B_{T T} + B_{T \Sigma} = 0,000164 + 0,000031 = 0,000195 \text{ кг/с.}$$

КПД здания подключенного к системе СЦТ с водо-воздушным отоплением и тепловым насосом:

$$\eta_{\text{зд}} = \frac{Q_{\text{пол}}}{Q_p^H \cdot B_{T \text{ СЦТ}}} = \frac{1663}{29330 \cdot 0,000195 \cdot 10^3} = 0,291 \text{ (29,1 \%)}$$

С учетом нагрузки ГВС расход топлива составит:

$$B_T^{\text{ТН}} = \frac{Q_{\text{огр}} + Q_{\text{и}} + Q_{\text{ГВС}}}{Q_p^H \eta_{\text{тэц пгу}} \cdot \eta_{\text{тр т}} \cdot \eta_{\text{рег т}}} = \frac{2610 + 893 + 1100}{29330 \cdot 0,85 \cdot 0,95 \cdot 0,9} = 0,000216 \text{ кг/с.}$$

$$B_{T \text{ ТН}} = B_T^{\text{ТН}} + B_{\Sigma}^{\text{ТН}} = 0,000216 + 0,000031 = 0,000247 \text{ кг/с.}$$

Сравнение вариантов водо-воздушного отопления с использованием электрокалорифера и теплового насоса (ТН) показывают их примерную равноценность по расходу потребляемого топлива и соответственно по КПД:

$$B_{T \text{ ВВО}} = 0,000191 \text{ кг/с; } B_{T \text{ ТН}} = 0,000195 \text{ кг/с.}$$

$$\eta_{\text{зд ВВО}} = \eta_{\text{зд ВВО} + \text{ТН}};$$

$$B_{T \text{ ВВО}} = 0,000243 \text{ кг/с; } B_{T \text{ ВВО} + \text{ТН}} = 0,000247 \text{ кг/с.}$$

Основное преимущество, которое мы получаем, применяя тепловой насос в системе водо-воздушного отопления, заключается в том, что его использование вместо электрокалорифера снижает потребление электрической энергии для покрытия вентиляционной нагрузки жилого дома с $N_{\text{калор}} = 1096 \text{ Вт}$ до $N_K = 197 \text{ Вт}$, т. е. на 82 %.

$$\frac{1096-197}{1096} = \frac{899}{1096} = 0,82.$$

Установка теплового насоса в систему вентиляции удорожает стоимость оборудования системы отопления жилого дома, однако снижение потребления более дорогой электрической энергии является определяющим фактором, подтверждающим выгоду такого решения.

Решение задачи 8

Эффективность системы водо-воздушного отопления с установкой теплового насоса в ИТП здания

Рассматривая ТЭЦ в качестве базового источника теплоты, используемой в системах централизованного теплоснабжения, мы видим, что при конденсационной выработке электрической энергии, низкотемпературная теплота, отводимая из конденсатора паровой турбины, сбрасывается в окружающую среду – в атмосферу через градирни или в водоем. Из чего следует, что окружающая среда, в одном случае, является источником полезно используемой низкопотенциальной теплоты, а в другом случае, приемником неиспользуемого теплового отхода, образуемого на тепловой электростанции.

Данное обстоятельство говорит о возможности полезного использования теплового отхода в системах централизованного теплоснабжения при установке тепловых насосов в ИТП отапливаемых зданий. В этом случае разветвленная тепловая сеть при подземной прокладке выполнит функции грунтового коллектора, который не отбирает теплоту из грунта, а лишь транспортирует низкопотенциальную теплоту от источника до потребителя, а точнее до теплового насоса, устанавливаемого в ИТП.

На рис. 10.3 представлена схема водо-воздушного отопления отдельной квартиры жилого дома с установкой теплового насоса в ИТП.

Сетевая вода как тепловой отход при температуре 30–35 °С подводится в испаритель теплового насоса, в котором рабочее тело (фреон) переходит в парообразное состояние. Сжатые в компрессоре пары фреона с повышенной температурой поступают в конденсатор, предавая свою теплоту нагреваемой воде, циркулирующей в контуре ГВС и контуре отопления. Процесс конденсации протекает при температуре 70–75 °С, что обеспечивает нагревание воды до 65–70 °С.

Вода с такой температурой обеспечивает нагрузку ГВС и часть отопительной нагрузки, соответствующей тепловым потерям через ограждающие конструкции. Вентиляционная нагрузка покрывается за счет теплоты, выделяемой электрокалорифером, встроенным в приточный воздуховод.

Как и в предыдущих вариантах, оценим эффективность только отопительной системы жилого дома без учета нагрузки ГВС.

Вода контура отопления, подогретая в конденсаторе теплового насоса до 70 °С, насосом (3) подается в отопительные приборы (5), посредством которых покрывается только часть отопительной нагрузки, соответствующей тепловым потерям через ограждающие конструкции.

$$Q_k = Q_{огр} = 2610 \text{ Вт.}$$

Оставшаяся часть или вентиляционная нагрузка покрывается в электрокалорифере при использовании электрической энергии.

$$Q_{вен} = N_{калор} = 1096 \text{ Вт.}$$

Температуру сетевой воды на входе в испаритель принимаем: $t_1 = 30 \text{ °С}$.

С учетом минимального температурного напора в испарителе: $\Delta t_{\text{и}} = 5^\circ\text{C}$, температура и давление кипения фреона соответственно будут равны:

$$t_{\text{и}} = \tau_1 - \Delta t_{\text{и}} = 30 - 5 = 25^\circ\text{C}; p_{\text{и}} = 7 \text{ бар}.$$

Энтальпия фреона на входе в компрессор: $h_1 = 412 \text{ кДж/кг}$, определяем по р-h-диаграмме для фреона R134 А.

По температуре воды в отопительном контуре равной: $\tau_2 = 65^\circ\text{C}$ определяем температуру фреона в конденсаторе. С учетом необходимого температурного напора в конденсаторе $\Delta t_{\text{к}} = 5^\circ\text{C}$ получим:

$$t_{\text{к}} = \tau_2 + \Delta t_{\text{к}} = 65 + 5 = 70^\circ\text{C}.$$

По р-h-диаграмме находим давление фреона в конденсаторе и его энтальпию на выходе из компрессора при изэнтропийном процессе сжатия:

$$p_{\text{к}} = 22,8 \text{ бар}; h_2 = 435 \text{ кДж/кг}.$$

Энтальпия фреона на выходе из конденсатора (фильтра осушителя) равна энтальпии на входе в испаритель (за дроссельным устройством):

$$h_4 = h_5 = 301 \text{ кДж/кг}.$$

Удельная теплота испарителя:

$$q_{\text{и}} = h_1 - h_5,$$

$$q_{\text{и}} = 412 - 301 = 111 \text{ кДж/кг}.$$

Теплота, отводимая от 1 кг фреона в конденсаторе:

$$q_{\text{к}} = h_2 - h_4,$$

$$q_{\text{к}} = 435 - 301 = 134 \text{ кДж/кг}.$$

Удельная работа сжатия в компрессоре при изэнтропийном процессе:

$$l_{\text{к}} = h_2 - h_1,$$

$$l_{\text{к}} = 435 - 412 = 23 \text{ кДж/кг}.$$

Теоретический коэффициент преобразования (коэффициент трансформации):

$$\mu_T = \frac{q_{\text{к}}}{l_{\text{к}}},$$

$$\mu_T = \frac{134}{23} = 5,8.$$

Теплота, отводимая в конденсаторе от фреона и передаваемая воде отопительного контура ($Q_{\text{к}}$), используется только для покрытия тепловых потерь через ограждающие конструкции жилого дома:

$$Q_{\text{к}} = Q_{\text{и}} + N_{\text{к}} = Q_{\text{огр}}.$$

$$Q_{\text{огр}} = 2610 \text{ Вт}.$$

Массовый расход рабочего тела теплового насоса:

$$G_{\text{ф}} = \frac{Q_{\text{к}}}{q_{\text{к}}}.$$

$$G_{\text{ф}} = \frac{2610}{134 \cdot 10^3} = 0,0195 \text{ кг/с}.$$

Электрическая мощность компрессора:

$$N_{\text{к}} = G_{\text{ф}} \cdot l_{\text{к}} = 0,0195 \cdot 23 \cdot 10^3 = 448,5 \text{ Вт}.$$

Суммарный количество электрической энергии, потребляемой в системе отопления жилого дома составит:

$$N_{\Sigma} = N_{\text{к}} + N_{\text{калор}} + N_{\text{ок}} = 448,5 + 1096 + 540 = 2084,5 \text{ Вт}.$$

Секундный расход условного топлива, сжигаемый на ТЭС ПГУ для выработки необходимой электрической энергии при следующих принятых

значениях $\eta_{\text{ТЭС пгу}} = 0,55$ и КПД транспорта электрической энергии $\eta_{\text{тр э}} = 0,95$ составит:

$$B_{\text{э}}^{\text{ТН}} = \frac{N_{\text{э}}}{Q_{\text{р}}^{\text{н}} \eta_{\text{ТЭС пгу}} \cdot \eta_{\text{тр э}}}.$$

$$B_{\text{э}}^{\text{ТН}} = \frac{2084,5}{29330 \cdot 0,55 \cdot 0,95 \cdot 10^3} = 0,000136 \text{ кг/с}.$$

КПД отапливаемого дома, подключенного к системе централизованного теплоснабжения, с использованием электрической энергии и низкопотенциальной теплоты (теплового отхода), поступающего из конденсатора паротурбинной установки в тепловой насос, составит:

$$\eta_{\text{здснт}} = \frac{Q_{\text{пол}}}{Q_{\text{р}}^{\text{н}} \cdot B_{\text{э}}^{\text{ТН}}} = \frac{1663}{29330 \cdot 0,000136 \cdot 10^3} = 0,417, (41,7 \%).$$

Расчет расхода топлива с учетом нагрузки ГВС

Нагрузка ГВС жилого дома, в котором проживает три человека составляет $Q_{\text{ГВС}} = 1100 \text{ Вт}$.

В этом случае в конденсаторе теплового насоса генерируется теплота не только для покрытия отопительной нагрузки, соответствующей тепловым потерям через ограждающие конструкции, но также и для покрытия нагрузки ГВС:

$$Q_{\text{к}} = Q_{\text{и}} + N_{\text{с}} = Q_{\text{огр}} + Q_{\text{ГВС}} = 2610 + 1100 = 3710 \text{ Вт}.$$

Расход фреона в цикле теплового насоса составит:

$$G_{\text{ф}} = \frac{Q_{\text{к}}}{q_{\text{к}}} = \frac{3710}{134 \cdot 10^3} = 0,0277 \text{ кг/с}.$$

Мощность компрессора при изоэнтропийном сжатии составит:

$$N_{\text{к}} = G_{\text{ф}} \cdot l_{\text{к}} = 0,0277 \cdot 23 \cdot 10^3 = 637 \text{ Вт}.$$

Количество низкотемпературной теплоты или теплового отхода подводимого в испаритель теплового насоса:

$$Q_{\text{и}} = Q_{\text{к}} - N_{\text{к}} = 3710 - 637 = 3073 \text{ Вт}.$$

Суммарно количество электрической энергии, потребляемой различным оборудованием системы отопления дома, а именно: компрессором теплового насоса, электрокалорифером и подогреваемыми стеклами, составит:

$$N_{\text{э}} = N_{\text{к}} + N_{\text{калор}} + N_{\text{ок}} = 637 + 1096 + 540 = 2273 \text{ Вт}.$$

В данном примере рассчитывается только расход топлива, затрачиваемый на выработку электрической энергии. Энергетический потенциал теплоты, поступающей в испаритель теплового насоса от ТЭС в рассматриваемом варианте, соответствует потенциалу теплового отхода, удаляемого в окружающую среду. Применение теплового отхода в системах отопления аналогично применению теплоты, забираемой из окружающей среды, на получение которой не затрачиваются топливные ресурсы.

Расход потребляемого топлива на ТЭС ПГУ для выработки необходимого количества электрической энергии:

$$B_{\text{э ГВС}}^{\text{ТН}} = \frac{N_{\text{э}}}{Q_{\text{р}}^{\text{н}} \eta_{\text{ТЭС пгу}} \cdot \eta_{\text{тр э}}} = \frac{2273}{29330 \cdot 0,55 \cdot 0,95 \cdot 10^3} = 0,000148 \frac{\text{кг}}{\text{с}}.$$

С учетом нагрузки ГВС, КПД отапливаемого дома, подключенного к централизованной системе теплоснабжения, составит:

$$\eta_{\text{здсцт}} = \frac{Q_{\text{пол}}}{Q_{\text{р}}^{\text{н}} \cdot B_{\text{э ГВС}}^{\text{тн}}} = \frac{1663}{29330 \cdot 0,000148 \cdot 10^3} = 0,383, (38,3 \%).$$

Решение задачи 9

Эффективность работы системы вентиляции при отсутствии людей в отапливаемых помещениях

При отсутствии людей в отапливаемом помещении количество поступающего наружного воздуха по приточному воздуховоду должно быть снижено до нуля. Требуемый режим воздушной среды при отсутствии воздухообмена обеспечивается путем отключения приточного вентилятора и перекрытия клапанов на приточном и вытяжном воздуховодах. В этом случае незначительное поступление наружного воздуха происходит путем его инфильтрации через ограждающие конструкции, с появлением инфильтрационной нагрузки ($Q_{\text{инф}}$). Проникающий таким образом наружный воздух снижает температуру внутреннего воздуха.

Во время отсутствия людей температурный режим в отапливаемом помещении поддерживается путем рециркуляции внутреннего воздуха, возвращаемого с помощью вытяжного вентилятора через перемыкающий воздуховод обратно в отапливаемый объем и его нагревания в электрокалорифере.

Инфильтрационную нагрузку оцениваем, используя коэффициент инфильтрации $\mu = 0,1 - 0,2$, выражая ее через потери ограждающих конструкций. Принимаем $\mu = 0,15$:

$$Q_{\text{инф}} = \mu \cdot Q_{\text{огр}} = 0,15 \cdot 2610 = 391 \text{ Вт.}$$

Электрическая нагрузка калорифера при работе рециркуляционного контура снижается и составляет:

$$N_{\text{калор}} = Q_{\text{инф}} = 391 \text{ Вт.}$$

Сравним суточный расход топлива, затрачиваемый на выработку тепловой и электрической энергии для отопления рассматриваемого жилого дома при полной и частичной загрузке калорифера системы вентиляции. Время работы системы отопления при полной нагрузке вентиляции составляет 17 часов. В течение 7 часов наружный воздух в помещение не подводится.

Суточный расход топлива для покрытия расходуемой энергии в системе водо-воздушного отопления при полной нагрузке калорифера составит:

$$B_{\text{т вво}} \cdot 24 \cdot 3600 = 0,000191 \cdot 24 \cdot 3600 = 16,5 \text{ кг/сут.}$$

$$B_{\text{т вво}} \cdot 24 \cdot 3600 = 0,000243 \cdot 24 \cdot 3600 = 20,995 \text{ кг/сут.}$$

В течении 17 часов расход топлива для покрытия отопительной нагрузки составит:

$$B_{\text{т 17}} = 0,000191 \cdot 17 \cdot 3600 = 11,7 \text{ кг.}$$

$$B_{\text{т 17}} = 0,000243 \cdot 17 \cdot 3600 = 14,872 \text{ кг.}$$

В течении 7 часов расход потребляемого топлива на ТЭЦ ПГУ для выработки расходуемой энергии в системе отопления дома составит:

$$B_{T7} = 7 \cdot 3600 \cdot \left(B_{TT} + \frac{N_{\text{калор}} + N_{\text{э ок}}}{Q_p^H \eta_{\text{ТЭЦ ПГУ}} \cdot \eta_{\text{тр э}}} \right).$$

$$B_{T7} = 7 \cdot 3600 \cdot \left(0,000122 + \frac{391 + 540}{29330 \cdot 0,85 \cdot 0,95} \right) = 4,05 \text{ кг}.$$

$$B_{T7} = 7 \cdot 3600 \cdot \left(0,000174 + \frac{391 + 540}{29330 \cdot 0,85 \cdot 0,95} \right) = 5,375 \text{ кг}.$$

Суточный расход топлива при ограниченной работе системы вентиляции составит:

$$B_{T24} = B_{T17} + B_{T7} = 11,7 + 4,05 = 15,75 \text{ кг/сут.}$$

$$B_{T24} = B_{T17} + B_{T7} = 14,872 + 5,375 = 20,247 \text{ кг/сут.}$$

Снижение расхода потребляемого топлива (экономия топлива) в системах водо-воздушного отопления при переходе на ограниченную вентиляцию составит:

$$\Delta B_T = B_{T_{\text{ВВО}}} - B_{T24} = 16,5 - 15,75 = 0,75 \text{ кг/сут.}$$

$$\Delta B_T = B_{T_{\text{ВВО}}} - B_{T24} = 20,995 - 20,247 = 0,748 \text{ кг/сут.}$$

Относительная суточная экономия топлива при ограничении подачи наружного воздуха во время отсутствия людей в жилых помещениях составит 4,5 %.

$$\frac{\Delta B_T}{B_{T_{\text{ВВО}}}} = \frac{0,75}{16,5} = 0,045.$$

$$\frac{\Delta B_T}{B_{T_{\text{ВВО}}}} = \frac{0,748}{20,995} = 0,036.$$

Выводы по результатам решений первых восьми задач

Сводные результаты расчетов КПД здания и расхода топлива для производства тепловой и электрической энергии, потребляемого в системах отопления жилого дома, представлены в таблице 13.2 и соответствующих диаграммах. В вариантах 1–4 источником теплоты является индивидуальный котел (система децентрализованного теплоснабжения). В вариантах 5–8 жилой дом включен в систему централизованного теплоснабжения с использованием в системах водо-воздушного отопления как тепловой, так и электрической энергии.

Таблица 13.2 – Сводные результаты расчетов решений первых восьми задач

Вариант	Показатели											
	$Q_{огр},$ Вт	$Q_{инф(вен)},$ Вт	$Q_{от},$ Вт	$N_{э},$ Вт	$B_{тт},$ 10^{-6} кг/с	$B_{тэ},$ 10^{-6} кг/с	$B_{т},$ 10^{-6} кг/с	$B_{т+ГВС},$ 10^{-6} кг/с	$\eta_{ист}$	$\eta_{тр}$	$\eta_{рег}$	$\eta_{зд},$ %
1	5831	1663	7494	-	283	-	283	325	0,9	-	-	20
2	4590	1663	6253	-	237	-	237	278	0,9	-	-	23,9
3	4590	1096	5686	-	215	-	215	257	0,9	-	-	26,4
4	2610	1096	3706	540	116	35	151	217	0,9 (кот.)	-	-	37,5
									0,55 (ТЭС)			
В системах СЦТ в качестве источника будем рассматривать ТЭЦ ПТУ или ТЭЦ ПГУ												
5	2610	1096	3706	540	194	23	217	275	0,85	0,9	0,85	26,1
6	2610	-	2610	1636	122	69	191	243	0,85	0,95	0,9	29,7
7	2610	-	3503	737	164	31	195	247	0,85	0,95	0,9	29,1
8	2610	1096	-	2084	-	136	136	148	0,55	-	-	38,3

На рис. 13.4, 13.5 представлены диаграммы КПД систем отопления и расходы потребляемого топлива для вариантов решения задачи по повышению эффективности отопления жилого дома в системах централизованного и децентрализованного теплоснабжения.

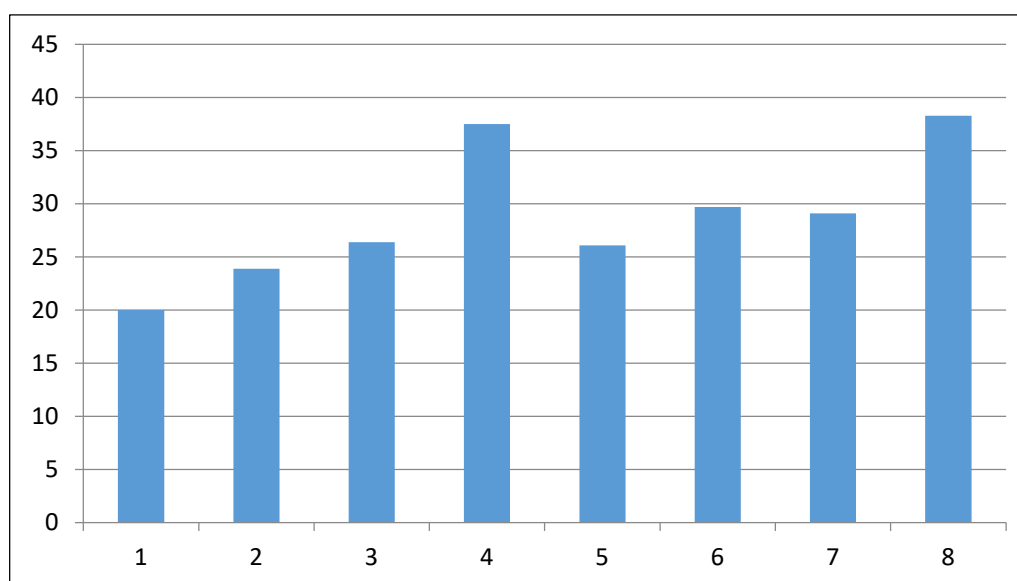


Рисунок 13.4 – КПД жилого дома при различных вариантах решения задачи по повышению его эффективности

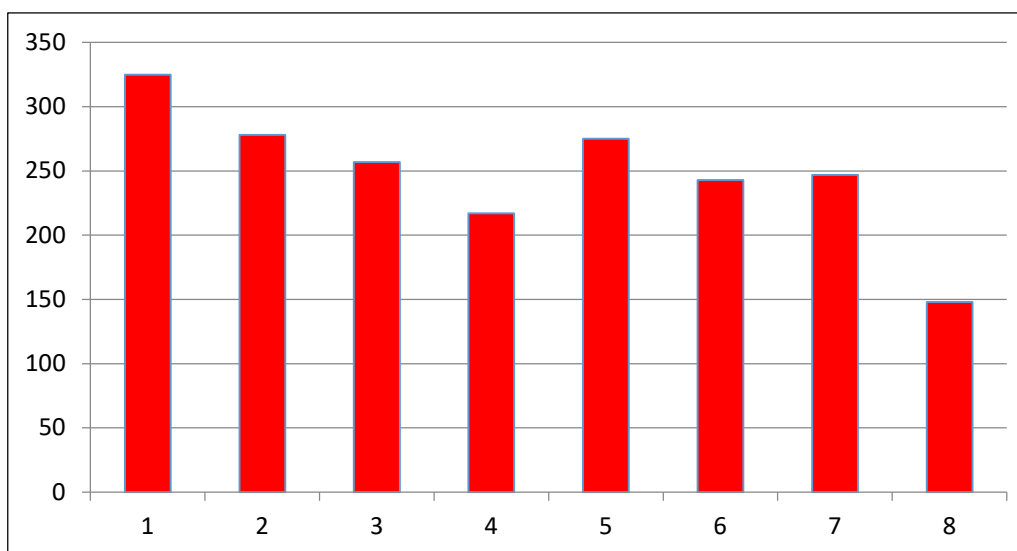


Рисунок 13.5 – Расход топлива с учетом ГВС при различных вариантах решения задачи по повышению его эффективности

Контрольные вопросы

1. Изменяется ли расход потребляемого топлива при переводе жилого дома с децентрализованного на централизованное теплоснабжение?
2. Как используется приточно-вытяжная система вентиляции при водо-воздушном отоплении?
3. Чем отличается водо-воздушное от водяного отопления?
4. Какими преимуществами обладает водо-воздушное отопление с применением тепловых насосов?
5. К чему приводит установка теплового насоса в ИТП отапливаемого здания?

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

По результатам знакомства с главами учебного пособия и практико-ориентированным заданием можно сделать следующие выводы.

Предлагаемая методика комплексного анализа источников энергоснабжения, транспортных коммуникаций и систем теплоснабжения позволяет определить возможные пути повышения эффективности теплоснабжения коммунальных потребителей.

Оценка эффективности системы централизованного теплоснабжения по расходу потребляемого топлива, рассчитываемого по принимаемым значениям КПД отдельных ее звеньев, достаточно проста и объективна, однако требуется дополнительные изыскания по их уточнению.

Системы централизованного теплоснабжения менее эффективны по сравнению с децентрализованными системами теплоснабжения из-за наличия потерь энергии в протяженных и разветвленных тепловых сетях. Однако теплофикация, т. е. выработка электрической энергии на тепловом потреблении является главной причиной для сохранения централизованного теплоснабжения. Другой значимой причиной для сохранения СЦТ является тот факт, что объединение трубопроводов в единую тепловую сеть с различными энергоисточниками повышает надежность работы всей системы теплоснабжения, позволяя при аварийных ситуациях переключать потребителей к другим источникам по обводным трубопроводам.

Повышение эффективности централизованного теплоснабжения возможно путем перехода от водяного к системе водо-воздушного отопления, в котором используется комбинированная энергия, а именно: водяной теплоноситель при пониженной температуре используется в отопительных приборах, а электрическая энергия – в приточно-вытяжной системе вентиляции, выполняя роль регулирующей энергии для автоматического поддержания внутренней температуры воздуха в отапливаемых помещениях.

Замена электрокалорифера на тепловой насос в системах водо-воздушного отопления позволяет на 60–70 % сократить количество потребляемой электрической энергии.

Особого внимания заслуживает система водо-воздушного отопления с установкой теплового насоса в ИТП здания. В этом случае в качестве низкотемпературного теплоносителя утилизируется охлаждающая вода конденсаторов паровых турбин, т. е. тепловой отход, неизбежно образуемый при выработке электрической энергии на ТЭС. Стоимость используемого теплового отхода должна быть минимальной или вообще не иметь цены. Оплачиваться должна электрическая энергия, затрачиваемая на перекачку низкотемпературного теплоносителя, а также в тариф за электрическую энергию должны быть включены эксплуатационные и ремонтные работы тепловой сети. Потребление электрической энергии системами воздушного отопления, фиксируемого индивидуальными электрическими счетчиками, позволит видеть каждому жителю количество используемой энергии и сумму платежа, что будет хорошим стимулом для энергосбережения.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Бэр, Г. Д. Техническая термодинамика / Г. Д. Бэр. – М.: Мир, 1977. – 517 с.
2. Гершкович, В. Ф. Сто пятьдесят. . . Норма или перебор? // В. Ф. Гершкович // Новости теплоснабжения. – 2005. – № 5. – С. 42-47.
3. Гершкович, В. Ф. Энергосберегающие системы жилых зданий: пособие по проектированию / В. Ф. Гершкович // Экологические системы. – 2007. – № 1.
4. Гладышев, Н. Н. Ресурсосберегающие технологии в системах централизованного теплоснабжения ЖКХ: монография / Н. Н. Гладышев; ВШТЭ СПбГУПТД. – СПб., 2020. – 137 с.
5. Гладышев, Н. Н. Автономные источники тепловой и электрической энергии малой мощности: учеб. пособие / Н. Н. Гладышев, Т. Ю. Короткова; СПбГТУРП. – СПб., 2010. – 323 с.
6. Гладышев, Н. Н. Источники систем теплоснабжения ЖКХ: учеб. пособие / Н. Н. Гладышев; ВШТЭ СПбГУПТД. – СПб., 2019. – 98 с.
7. Гладышев, Н. Н. Определение потенциала энергосбережения в системах теплоснабжения ЖКХ / Н. Н. Гладышев, А. А. Москалев // Вестник энергоэффективности. – 2013. – № 2. – С. 30-34.
8. Гладышев, Н. Н. Ресурсосберегающие системы энергоснабжения потребителей ЖКХ / Н. Н. Гладышев, П. В. Луканин // Вестник энергоэффективности Минобрнауки России. – 2015. – № 1. – С. 86-92.
9. Гладышев, Н. Н. Ресурсосберегающие системы отопления зданий ЖКХ / Н. Н. Гладышев // Вестник энергоэффективности Минобрнауки России. – 2016. № 4(02). – С. 22-30.
10. Влияние регулирования отбора теплоносителя из тепловой сети на эффективность централизованного теплоснабжения / Н. Н. Гладышев, А. Д. Ширяев, О. А. Долженко // Энергобезопасность и энергосбережение. – 2024. – № 3. – С. 10-15.
11. Применение тепловых насосов в системах централизованного теплоснабжения / Н. Н. Гладышев, А. Д. Ширяев, О. А. Долженко // Энергобезопасность и энергосбережение. – 2024. – № 4. – С. 61-66.
12. Системы водо-воздушного отопления современных жилых зданий / Н. Н. Гладышев, Г. С. Попов, О. А. Долженко // Энергетика и автоматизация в современном обществе: материалы VII Всероссийской научно-практической конференции обучающихся и преподавателей; ВШТЭ СПбГУПТД. – СПб., 2024. – С. 101-107.
13. Справочное пособие теплоэнергетика жилищно-коммунального предприятия / Н. Н. Гладышев, Т. Ю. Короткова, В. Д. Иванов и др.; СПбГТУРП. – 2-е изд., перераб. и доп. – СПб., 2008. – 535 с.
14. Энергосбережение в теплоэнергетике и теплотехнологиях: учебник для вузов / О. Л. Данилов, А. Б. Гаряев, И. В. Яковлев и др.; под ред. А. В. Клименко. – М.: Издательский дом МЭИ, 2010. – 424 с.

15. Жуковский, В. С. Термодинамика / В. С. Жуковский. – М.: Энергоатомиздат, 1983. – 304 с.
16. Основы теплоснабжения: учеб. пособие / В. Д. Иванов, В. Н. Притула, С. В. Иванов; СПбГТУРП. – СПб., 2013. – 403 с.
17. Эксергетические методы оценки эффективности теплотехнологических установок: учеб. пособие / В. Г. Казаков, П. В. Луканин, О. С. Смирнова; СПбГТУРП. – СПб., 2011. – 93 с.
18. Кузник, И. В. Централизованное теплоснабжение. Проектируем эффективность / И. В. Кузник. – 2-е изд., перераб. и доп. – М.: Изд-во «АВОК-Северо-Запад», 2016. – 170 с.
19. Луканин, П. В. Технологические энергоносители предприятий (Низкотемпературные энергоносители): учеб. пособие / П. В. Луканин; СПбГТУРП. – СПб., 2005. – 115 с.
20. Мурзаков, В. В. Основы технической термодинамики / В. В. Мурзаков. – М.: ЭНЕРГИЯ, 1973. – 302 с.
21. Покотилов, В. В. Регулирующие клапаны автоматизированных систем тепло- и холодоснабжения / В. В. Покотилов. – Вена: фирма «HerzArmaturen», 2010. – 176 с.
22. Родичев, Л. В. Эффективность транспорта тепловой энергии / Л. В. Родичев. – СПб.: ООО «Дом Шуан», 2006. – 448 с.
23. Салихов, А. А. Неоцененная и непризнанная «малая» энергетика / А. А. Салихов. – М.: Новости теплоснабжения, 2009. – 173 с.
24. Слепченко, В. С. Опыт эксплуатации коммунального теплоэнергетического предприятия / В. С. Слепченко. – СПб.: Изд-во ПЭИПК Минэнерго РФ, 2003. – 248 с.
25. Шарапов, В. И. Регулирование нагрузки систем теплоснабжения / В. И. Шарапов, П. В. Ротов. – М.: Новости теплоснабжения, 2007. – 164 с.
26. Шарапов, В. И. Технологии обеспечения пиковой нагрузки систем теплоснабжения / В. И. Шарапов, М. Е. Ротов. – М.: Новости теплоснабжения, 2006. – 203 с.
27. Чистович, С. А. Автоматизированные системы теплофикации, теплоснабжения и отопления / С. А. Чистович, В. Б. Харитонов. – СПб.: Изд-во АВОК СЕВЕРО-ЗАПАД, 2008. – 399 с.
28. Гладышев, Н. Н. Системы отопления в многоквартирных домах с применением электрической и тепловой энергии / Н. Н. Гладышев, В. Н. Червинский // Энергетика, экология и бизнес: материалы 3-й Международной науч.-практ. конференции; ВШТЭ СПбГУПТД. – СПб., 2019. – С. 52-55.
29. Перспективы развития систем централизованного теплоснабжения / Н. Н. Гладышев, А. Д. Монашенков, В. Д. Цимбал // Энергетика, экология и бизнес: материалы 3-й Международной науч.-практ. конференции ВШТЭ СПбГУПТД. – СПб., 2019. – С. 3-7.

30. Баланс требуемой и фактической подводимой теплоты в системы отопления жилых зданий / Н. Н. Гладышев, И. С. Базулин, А. Н. Щинов // Энергетика, экология и бизнес: материалы 3-й Международной науч.-практ. конференции ВШТЭ СПбГУПТД. – СПб., 2019. – С.114-118.

31. Сравнительный анализ источников энергоснабжения / Н. Н. Гладышев, Г. А. Морозов, И. С. Базулин // Энергетика, экология и бизнес: материалы 3-й Международной науч.-практ. конференции ВШТЭ СПбГУПТД. – СПб., 2019. – С. 122-126.

32. Монашенко, А. Д. Перспективы развития индивидуальных тепловых пунктов / А. Д. Монашенко, Н. Н. Гладышев // Энергетика, экология и бизнес: материалы 3-й Международной науч.-практ. конференции ВШТЭ СПбГУПТД. – СПб., 2019. – С.73-76.

33. ГОСТ 12.1.005-88. Общие санитарно-гигиенические требования к воздуху рабочей зоны. – М.: Изд-во стандартов, 1989. – 68 с.

34. ГОСТ 30494-96. Здания жилые и общественные. Параметры микроклимата в помещениях. – М.: Госстрой России, ГУП ЦПП, 1999.

35. СНиП 41-01-2003. Отопление, вентиляция и кондиционирование воздуха. – М.: Госстрой России, ГУП ЦПП, 2004.

36. СНиП 23-02-2003. Тепловая защита зданий. – М.: Госстрой России, ГУП ЦПП, 2004.

Учебное издание

**Гладышев Николай Николаевич
Долженко Ольга Андреевна**

**Инновационные технологии использования
тепловой и электрической энергии
Способы повышения эффективности
систем централизованного теплоснабжения
ЖКХ**

Учебное пособие

Редактор и корректор А. А. Чернышева
Техн. редактор Д. А. Романова

Темплан 2025 г., поз. 5120

Подписано к печати 21.04.2025.

Формат 60х84/16.

Бумага тип № 1.

Печать офсетная.

Печ.л. 8,9.

Уч.-изд. л. 8,9.

Тираж 30 экз.

Изд. № 37

Цена «С».

Заказ №

Ризограф Высшей школы технологии и энергетики СПбГУПТД,
198095, Санкт-Петербург, ул. Ивана Черных, 4.