

Н.Н.Гладышев

**РЕСУРСОСБЕРЕГАЮЩИЕ ТЕХНОЛОГИИ
В СИСТЕМАХ ЦЕНТРАЛИЗОВАННОГО
ТЕПЛОСНАБЖЕНИЯ ЖКХ**

Монография

Санкт-Петербург

2020

**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

**РЕСУРСОСБЕРЕГАЮЩИЕ ТЕХНОЛОГИИ
В СИСТЕМАХ ЦЕНТРАЛИЗОВАННОГО
ТЕПЛОСНАБЖЕНИЯ ЖКХ**

Монография

Санкт-Петербург

2020

УДК 621.1/3 (075)

ББК 31.38я7

Г 523

Гладышев Н.Н. Ресурсосберегающие технологии в системах централизованного теплоснабжения ЖКХ: монография/ ВШТЭ СПбГУПТД. - СПб., 2020. - 137 с.: ил.70. - ISBN 978-5-91646-198-5

В монографии представлены результаты анализа эффективности системы централизованного теплоснабжения и отдельных её элементов. Показаны причины повышенного потребления топливных ресурсов в таких системах.

Предлагаемая система отопления зданий с использованием комбинированной энергии (электрической и тепловой) с применением тепловых насосов, устанавливаемых в индивидуальных тепловых пунктах или отдельных квартирах, снижает расход потребляемого топлива на 20 - 25 %. Таким образом доказывается высокая эффективность не только комбинированного производства, но и комбинированного потребления электрической и тепловой энергии в системах теплоснабжения ЖКХ.

Монография предназначена для студентов дневной и заочной форм обучения при изучении курсов «Инновационные технологии использования тепловой и электрической энергии» и «Источники тепловой и электрической энергии», обучающихся по направлению подготовки 13.03.01 «Теплоэнергетика и теплотехника», профиль «Промышленная теплоэнергетика».

Рецензенты: д-р техн. наук, профессор кафедры промышленной теплоэнергетики ВШТЭ СПбГУПТД В.Г.Казаков; д-р техн. наук, профессор кафедры энергетических установок ВУНЦ ВМФ «Военно-морская академия» В.В.Барановский.

Расчеты и рисунки, представленные в монографии, выполнили студенты, обучающиеся в магистратуре ВШТЭ СПбГУПТД: Судаков И.В., Базулин И.С., Червинский В.Н., Морозов Г.А., Щинов А.Н., Цимбал В.Д.

Подготовлена и рекомендована к печати кафедрой теплосиловых установок и тепловых двигателей ВШТЭ СПбГУПТД (протокол № 3 от 23 января 2020 г.).

Утверждена к изданию методической комиссией института энергетики и автоматизации ВШТЭ СПбГУПТД (протокол № 5 от 30.01.2020 г.).

Рекомендована к изданию Редакционно-издательским советом Высшей школы технологии и энергетики СПбГУПТД в качестве монографии.

ISBN 978-5-91646-198-5

© ВШТЭ СПбГУПТД, 2020

© Гладышев Н.Н. , 2020

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.

Причину появления таких систем объясняет необходимость утилизации низкотемпературной теплоты, отводимой в конденсаторах 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). Однако, следуя данной логике, трудно объяснить создание централизованных систем теплоснабжения на базе мощных водогрейных котельных (100-300 МВт), на которых электрическая энергия не вырабатывается.[18]

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.

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[24].

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 теплоснабжения 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 установок (ГТУ).[24]

На рис. 1 и 2 представлены диаграммы потребления энергоресурсов в РФ и Германии. Как видно из представленных диаграмм, доля газа в балансе потребляемых энергоресурсов в РФ составляет 52,83 %, в то время как в Германии эта доля более чем в два раза ниже. В РФ практически не используются возобновляемые источники энергии (ВИЭ).

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 тоже 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.

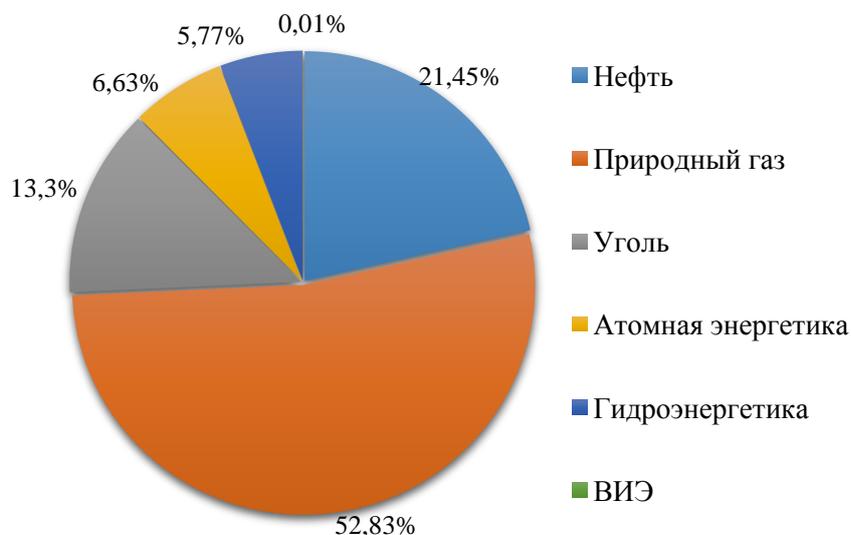


Рис. 1. Энергетический баланс РФ

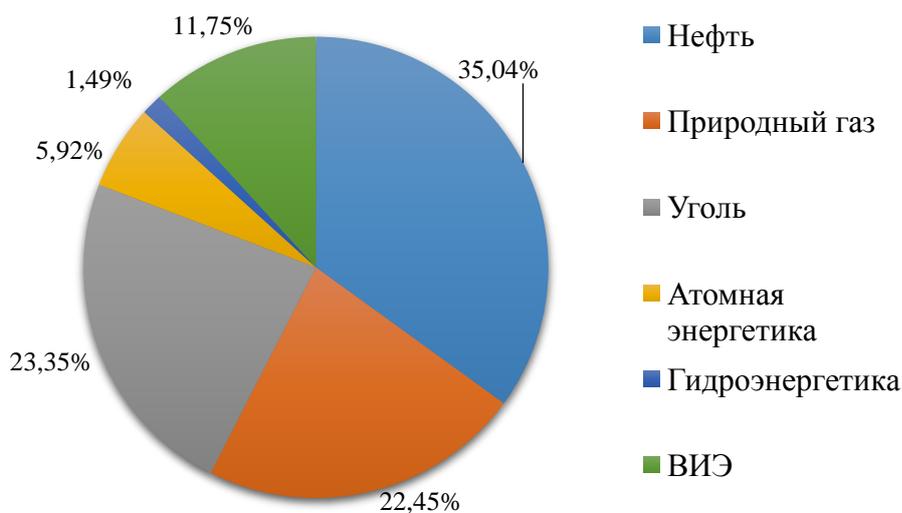


Рис. 2. Энергетический баланс Германии

На рис.3 представлена диаграмма структуры энергопотребления коммунальных потребителей в странах ЕС и РФ. Как видно из диаграммы, в РФ потребление тепловой энергии более чем в два раза превышает потребление электрической энергии. В странах ЕС диаметрально противоположная ситуация – потребление электрической энергии более чем в два раза превышает потребление тепловой энергии. Однако при этом расход потребляемого топлива в 1,5 раза ниже, чем в РФ.[7]

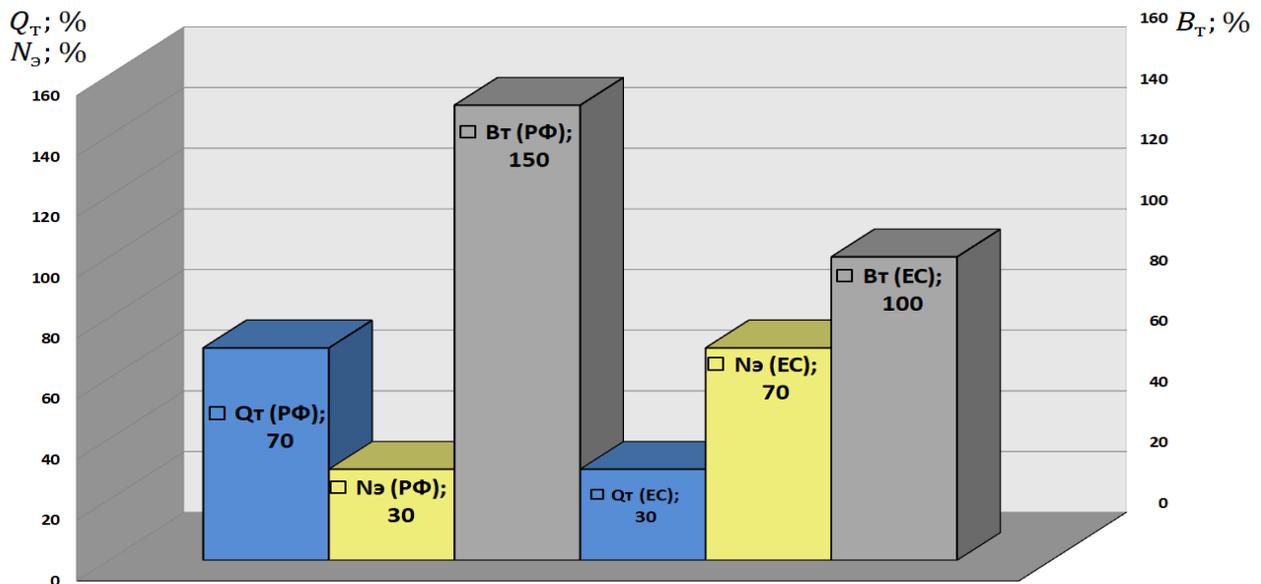


Рис.3. Структура энергопотребления в странах ЕС и РФ

Введение в строй столь эффективных источников электрической энергии (ТЭЦ ПГУ) позволяет реформировать системы централизованного теплоснабжения путем перевода систем отопления с тепловой энергии на комбинированную энергию, т.е. на тепловую и электрическую, с применением в системах отопления тепловых насосов.

Частичное применение электрической энергии в системах отопления, как будет показано в настоящей монографии, приведет к существенному сокращению потребляемого топлива в системах централизованного теплоснабжения.

Предлагаемое реформирование систем централизованного теплоснабжения предполагает модернизацию водогрейных котельных в мини-ТЭЦ путем установки в них электрогенерирующих газотурбинных установок. При этом исключается сжигание газообразного топлива в водогрейных котлах.

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 её 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.

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.

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.

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.

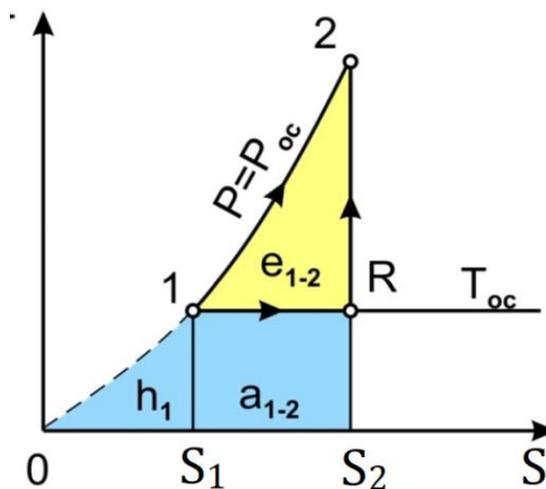


Рис.1.1. Изобарный процесс повышения температуры продуктов сгорания в $T-S$ - диаграмме

Площадь под линией процесса 1 - 2, ограниченная точками 1-2-S₂-S₁ -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. её эксергии (e), а площадь прямоугольника, ограниченная точками 0-1-R-S₂-0, соответствует неработоспособной части подводимой теплоты или её 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.

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 $\sim 1600 \div 1800$ °С;
- газообразные продукты сгорания, используемые в качестве рабочего тела в газотурбинных установках при температуре 1200 °С;
- перегретый пар высокого давления с температурой ~ 570 °С;
- перегретый пар низкого давления с температурой ~ 250 °С;

- сетевая вода, используемая в системах теплоснабжения с температурой $\sim 130 \div 150$ °С.

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:

$$B_{\text{T}} Q_{\text{p}}^{\text{H}} \eta_{\text{ТГ}} = Q_{\text{прсг}} = Q_{\text{Г}} = Q_{\text{п}}^{\text{ВД}} = Q_{\text{п}}^{\text{НД}} = Q_{\text{св}}, \quad (1.16)$$

где B_{T} – расход топлива;

Q_{p}^{H} – 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.

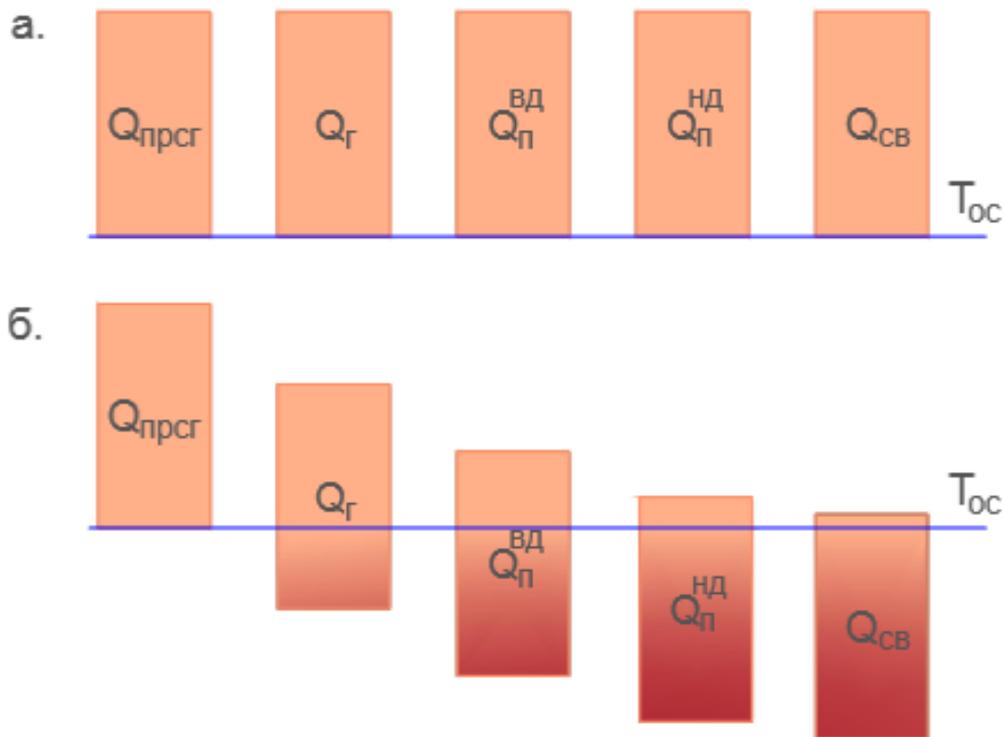


Рис.1.2. Сравнительная диаграмма качества тепловой энергии, переносимой различными энергоносителями; а – количество тепловой энергии; б – качество тепловой энергии

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 изоэнтропийной 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} :

$$l_{1-R} = a_{1-2} = T_{0c}(S_2 - S_1). \quad (1.18)$$

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

Работа сжатия l_{R-2} , совершаемая в изоэнтропийном 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 ещё раз подчеркнуть, что при реализации именно этого процесса достигается поставленная цель – увеличение температуры нагреваемого энергоносителя (рабочего тела).

Совершаемую в изоэнтропийном 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 изоэнтропийного 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. ТЕПЛОВАЯ ЭНЕРГИЯ, ЭКСЕРГИЯ И АНЕРГИЯ СЕТЕВОЙ ВОДЫ

Рассмотрим процесс нагревания воды при атмосферном давлении. На T-S диаграмме (рис.2.1) данный процесс изображен виде отрезка $F - B$, лежащем на нижней пограничной кривой. [20]

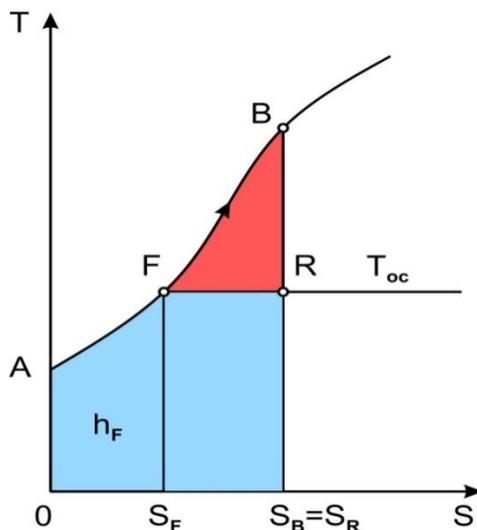


Рис.2.1. Процесс нагревания воды в T-S диаграмме

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:

$$q_{\text{под}} = h_B - h_F. \quad (2.1)$$

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 $q_{\text{БЭ}}$:

$$q_{\text{под}} = q_{\text{Э}} + q_{\text{БЭ}}. \quad (2.2)$$

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:

$$q_{\text{Э}} = l_{\text{изр}} = h_R - h_F. \quad (2.3)$$

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 анергию $a_{\text{доп}}$:

$$q_{\text{Э}} = a_{\text{доп}}. \quad (2.4)$$

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

$$a_R = h_R = h_F + a_{\text{доп}}. \quad (2.5)$$

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

$$q_{\text{БЭ}} = h_B - h_R. \quad (2.6)$$

Можно считать, что в результате подвода данной теплоты над водой совершается тепловая работа сжатия $l_{\text{трсж}}$, в результате которой повышается её 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:

$$q_{\text{БЭ}} = e_B = l_{\text{трсж}} = h_B - h_R. \quad (2.7)$$

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

$$h_B = e_B + a_R. \quad (2.8)$$

Сопоставляя уравнение первого закона термодинамики

$$q_{\text{под}} = l_p + \Delta u \quad (2.9)$$

с уравнением (2.2), 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.2.2 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.

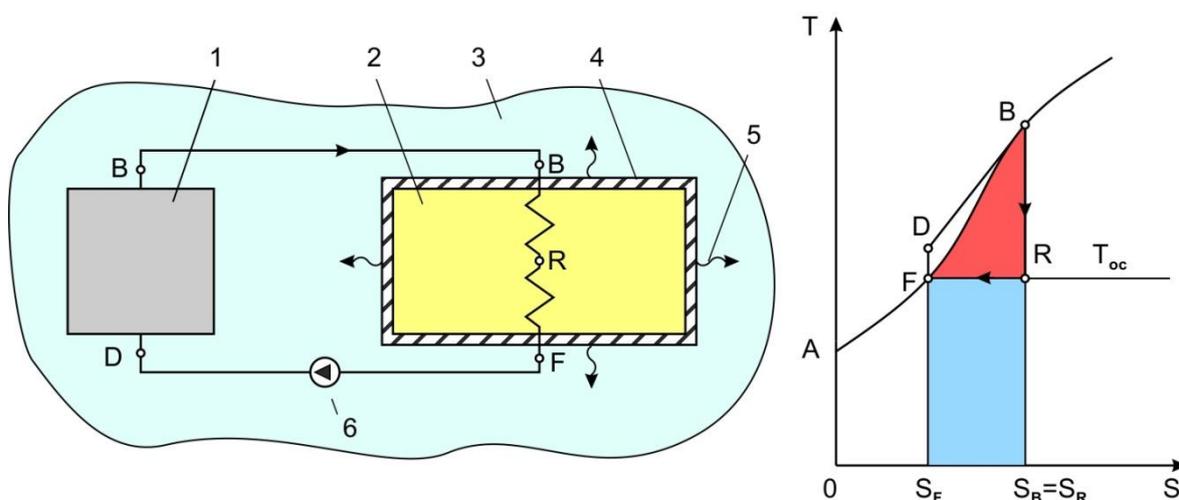


Рис.2.2. Схема простейшей системы теплоснабжения с водогрейным котлом и $T - S$ - диаграмма с изображением процессов изменения параметров сетевой воды в источнике и в отопительной системе жилого дома:

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 $R - D$. 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. В изотермическом процессе $R - F(D)$ передается энтропийная часть теплоты при температуре окружающей среды, которая не способна повысить 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.

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.2.3.

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 $M - K - F$.

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

$$h_M = e_M + a_M, \quad (2.10)$$

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 К.

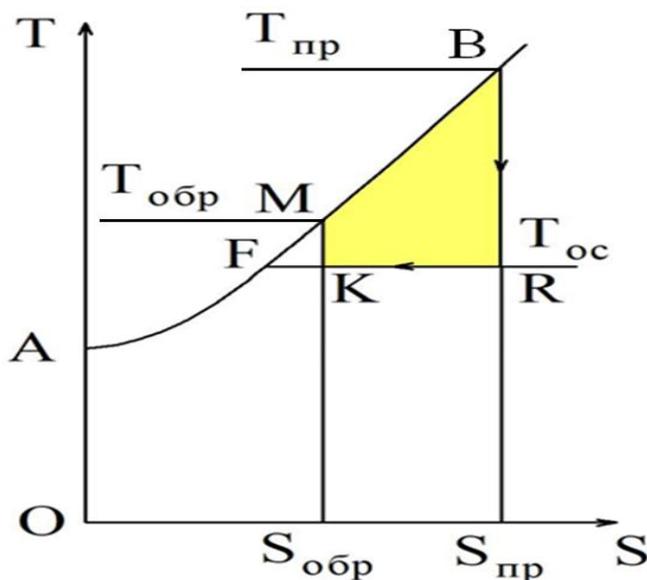


Рис.2.3. Тепловая работа сетевой воды в $T - S$ - диаграмме

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

$$q_{св} = h_B - h_M = c_p(t_{пр} - t_{обр}), \quad (2.11)$$

где $t_{пр}, t_{обр}$ – 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.2.3) и определена по формуле в виде разности эксергий одного килограмма воды на входе и выходе из отопительной системы:

$$l_{св} = e_B - e_M. \quad (2.12)$$

Величина удельной тепловой работы может быть рассчитана по следующей формуле:

$$l_{св} = h_B - h_M - T_{ос}(S_{пр} - S_{обр}), \quad (2.13)$$

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

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

$$Q_{\text{св}} = G_{\text{св}} C_P (t_{\text{пр}} - t_{\text{обр}}); \quad (2.14)$$

$$L_{\text{св}} = G_{\text{св}} [h_{\text{пр}} - h_{\text{обр}} - T_{\text{ос}} (S_{\text{пр}} - S_{\text{обр}})]. \quad (2.15)$$

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:

$$\eta_{\text{кот}} = \frac{Q_{\text{св}}}{B_{\text{т}} Q_{\text{р}}^{\text{H}}}, \quad (2.16)$$

где $B_{\text{т}}$ – расход топлива;

$Q_{\text{р}}^{\text{H}}$ – 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:

$$\eta_{\text{экс}} = \frac{L_{\text{св}}}{B_{\text{т}} Q_{\text{р}}^{\text{H}}}. \quad (2.17)$$

Работа водогрейного котла характеризуется простотой и эффективностью передачи теплоты сжигаемого топлива сетевой воде. Энергетический КПД достигает 90 % и выше. В тоже время эксергетический КПД водогрейного котла не превышает 20÷30 %. 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÷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 её 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.

На рис.2.4 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 .

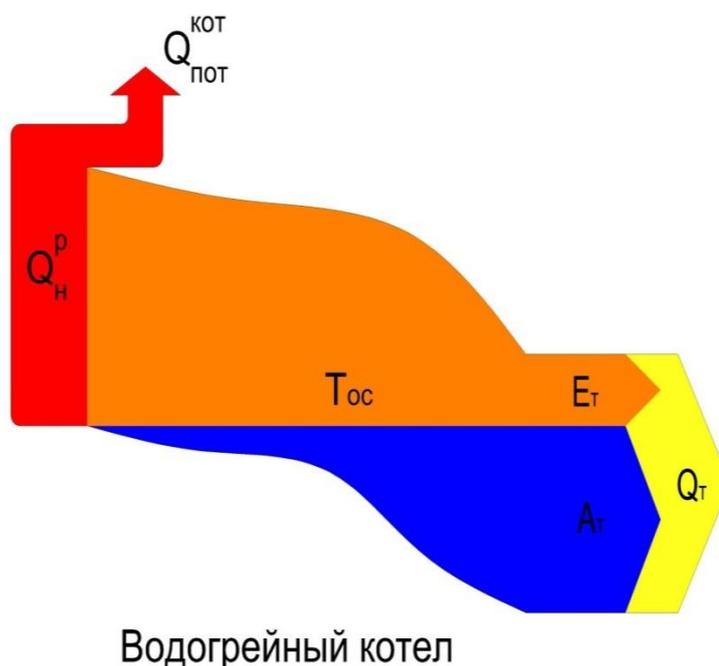


Рис. 2.4. Диаграмма перехода энергии сжигаемого топлива в водогрейном котле в эксергию и анергию нагреваемой воды

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

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.2.5 представлены сравнительные размеры транспортных коммуникаций для передачи одного и того же количества эксергии.

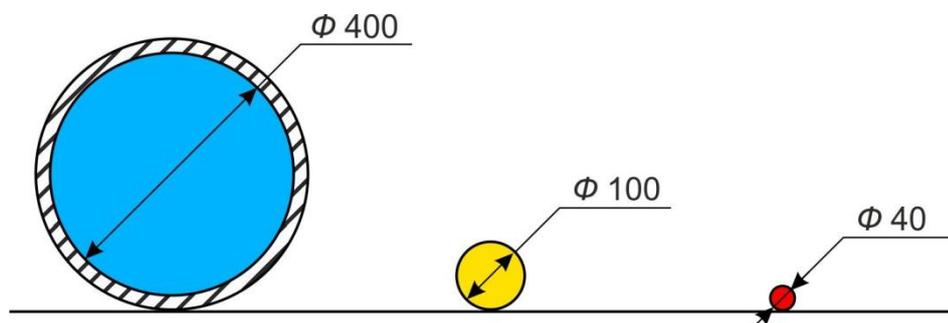


Рис.2.5. Сравнительные размеры транспортных коммуникаций для передачи одного и того же количества эксергии

Существующие в РФ тепловые сети централизованного теплоснабжения представляют собой многокилометровые теплопроводы, заполненные тоннами сетевой воды, при транспортировке которой происходят потери тепловой энергии (10-15 %) в окружающую среду.

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.

Зависимость температуры сетевой воды от температуры наружного воздуха, необходимая для осуществления центрального регулирования тепловых нагрузок, называется температурным графиком. Опыт работы теплоснабжающих организаций свидетельствует о том, что действительный температурный график не совпадает с расчетным, что, как правило, приводит к экономическому ущербу из-за перерасхода тепловой энергии и топлива.[16]

Температура сетевой воды в прямом и обратном трубопроводах мало меняется с понижением температуры наружного воздуха до расчетных значений. Однако в отапливаемых домах сохраняются достаточно комфортные условия воздушной среды. Такое положение объясняется огромным запасом, закладываемым в определение отопительных нагрузок жилых зданий.

По указанным причинам в отапливаемые дома подается избыточная тепловая энергия, приводящая к переотоплению части зданий в осенне-весенний период. Регулирование теплопотребления с помощью открытых

форточек доводит тепловые потери до 30-40 % от расхода отпускаемой от источника тепловой энергии.

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 3. 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:

$$Q_{от} = q_0 \cdot V_{зд} \cdot (t_{вр} - t_n), \quad (3.1)$$

где $t_{вр} = 18 \div 22^\circ\text{C}$ постоянно поддерживаемая внутренняя расчетная температура;

t_n – температура наружного воздуха, °С;

q_0 – удельная теплотеря, 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 $Q_{инф}$:

$$Q_{от} = Q_{огр} + Q_{инф} \cdot \quad (3.2)$$

Отопительная нагрузка, определяемая по уравнению (3.2), 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:

$$Q_{огр} = k \cdot F \cdot \psi \cdot \Delta T = \frac{F \cdot \psi \cdot \Delta T}{R}, \quad (3.3)$$

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 $\psi_{пот} = 0,8$;

$\Delta T = t_{в} - t_{н}$ – 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 $R_{в}$ и наружной $R_{н}$ поверхностей ограждения:

$$R = R_{в} + \sum R_{\lambda} + R_{н} = \frac{1}{\alpha_{в}} + \sum \frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_{н}}, \quad (3.4)$$

где $\alpha_{в}$, – коэффициент теплоотдачи внутренней поверхности ограждения, м²·К/Вт;

$\alpha_{н}$ – 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 ($G_{\text{пол}}$), а теплоту, затрачиваемую на его нагревание, будем считать полезной теплотой здания $Q_{\text{пол}}$:

$$G_{\text{пол}} = V_{\text{взд}} \cdot \rho_{\text{в}} \cdot m; \quad (3.5)$$

$$Q_{\text{пол}} = G_{\text{пол}} \cdot c_p \cdot (t_{\text{в}} - t_{\text{н}}), \quad (3.6)$$

где $V_{\text{взд}}$ – внутренний объем здания, м^3 ;

$\rho_{\text{в}}$ – плотность воздуха, $\text{м}^3/\text{кг}$;

m – нормируемая кратность воздухообмена, $1/\text{ч}$;

c_p – теплоемкость воздуха;

$t_{\text{в}}, t_{\text{н}}$ – внутренняя и наружная температура воздуха.

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

$$G_{\text{инф}} = G_{\text{пол}} + G_{\text{изб}}. \quad (3.7)$$

Избыточная теплота определяется по уравнению

$$Q_{\text{изб}} = G_{\text{изб}} \cdot c_p \cdot (t_{\text{в}} - t_{\text{н}}). \quad (3.8)$$

Таким образом, инфильтрационная отопительная нагрузка составит

$$Q_{\text{инф}} = Q_{\text{пол}} + Q_{\text{изб}}. \quad (3.9)$$

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.3.1 представлен такой клапан.

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

$$Q_{\text{пол}} = (1 - k_p)V_{\text{вн}}\rho_{\text{в}}mC_p(t_{\text{в}} - t_{\text{н}}), \quad (3.10)$$

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.

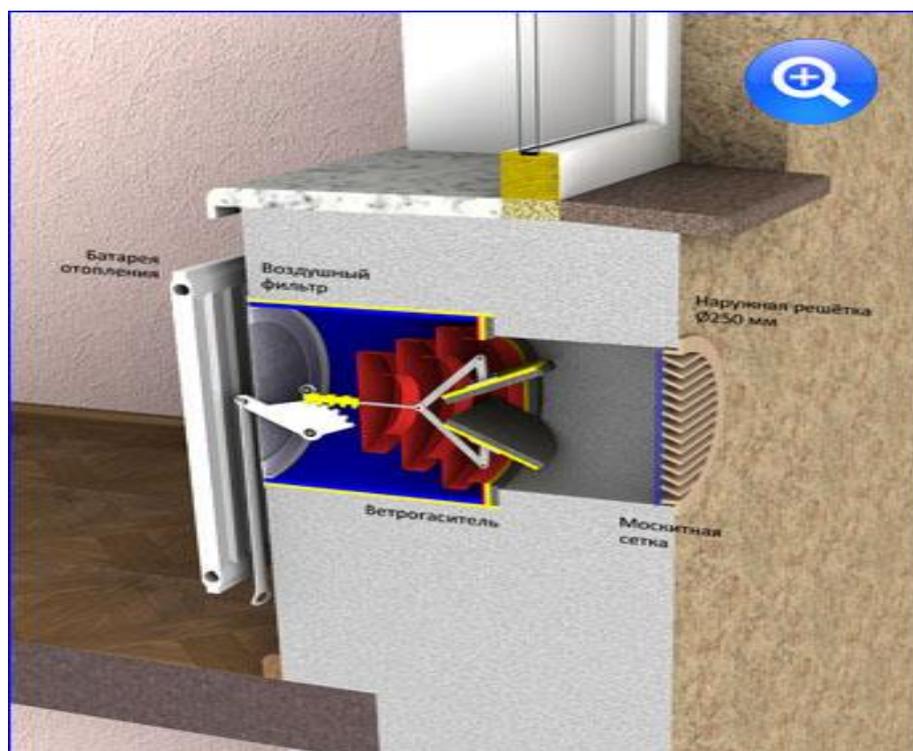


Рис.3.1. Вентиляционный клапан ООО «Овен», установленный в наружной стене здания

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.

3.1, свидетельствуют, что такие нормы воздухообмена в ряде развитых стран не действуют.

Таблица 3.1

Нормы кратности воздухообмена, час⁻¹

РФ до 1996г.	РФ после 1996 г.	США Москва 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_n до t_b .

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

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

Как показано на рис.3.2, 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.

На рис.3.3 представлена $T - S$ - диаграмма процесса нагревания наружного воздуха, поступающего во внутренний объем помещений.

Как видно из $T - S$ - диаграммы, количество теплоты, затрачиваемой на нагревание 1 кг инфильтрационного воздуха от T_n до T_b , соответствует

удельной инфильтрационной нагрузке $q_{\text{инф}} = \frac{Q_{\text{инф}}}{G_{\text{инф}}}$, которая изображается площадью, ограниченной точками $T_{\text{н}}-T_{\text{в}}-S_{\text{в}}-S_{\text{н}}$.

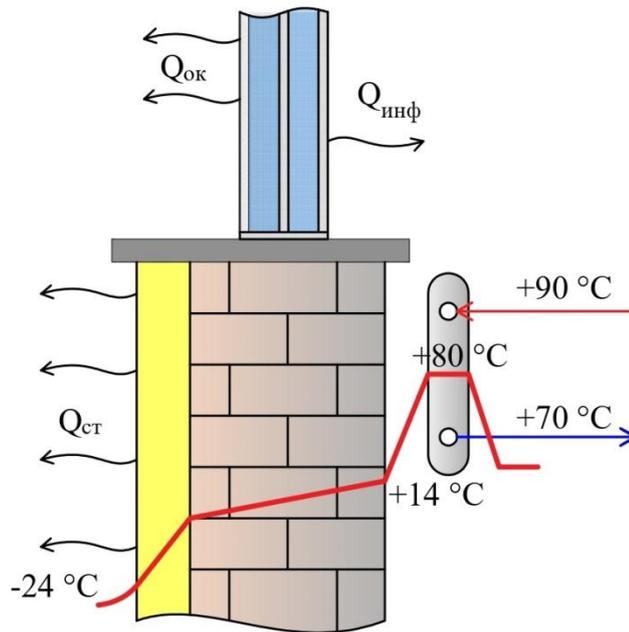


Рис.3.2. График изменения температуры воздуха и наружной стены

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

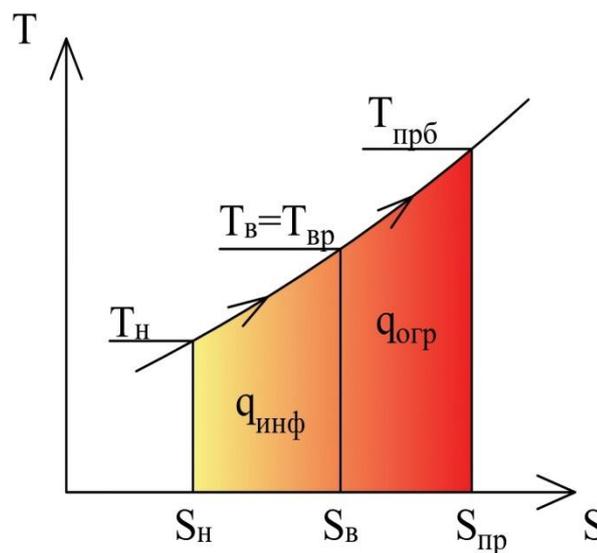


Рис.3.3. Процесс нагревания наружного воздуха в $T - S$ -диаграмме

Количество внутреннего воздуха, нагреваемого от температуры $T_{\text{в}}$ до температуры $T_{\text{прб}}$ с целью компенсации тепловых потерь через ограждающие

конструкции $M_{огр}$, находится по величине $Q_{огр}$, рассчитываемой по уравнению (3.3):

$$M_{огр} = \frac{Q_{огр}}{c_p(T_{прб} - T_B)}. \quad (3.11)$$

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

$$Q_{от} = Q_{инф} + Q_{огр} = M_{инф} c_p (T_B - T_H) + M_{огр} c_p (T_{прб} - T_B). \quad (3.12)$$

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:

$$Q_{от} = q_o \cdot V_{зд} \cdot (t_{вр} - t_H) = G_{свот} (\tau_{п} - \tau_o) \cdot c_p, \quad (3.13)$$

где $G_{свот}$ – расход сетевой воды на отопление; c_p – теплоемкость воды; $\tau_{п}, \tau_o$ – 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 :

$$l_{тр}^{инф} = c_p (t_{пр} - t_{обр}) - T_H (S_{пр} - S_{обр}); \quad (3.14)$$

$$l_{тр}^{огр} = c_p (t_{пр} - t_{обр}) - T_B (S_{пр} - S_{обр}). \quad (3.15)$$

где $t_{пр}, t_{обр}$ – температура прямой и обратной сетевой воды; $S_{пр}, S_{обр}$ – энтропия прямой и обратной сетевой воды.

Тепловая работа, совершаемая соответствующими потоками сетевой воды $G_{св}^{инф}$ и $G_{св}^{огр}$, используемыми для покрытия рассматриваемых

составляющих отопительной нагрузки, может быть рассчитана по нижеприведенным уравнениям:

$$L_{\text{тр}}^{\text{инф}} = G_{\text{св}}^{\text{инф}} [C_p (t_{\text{пр}} - t_{\text{обр}}) - T_{\text{н}} (S_{\text{пр}} - S_{\text{обр}})]; \quad (3.16)$$

$$L_{\text{тр}}^{\text{огр}} = G_{\text{св}}^{\text{огр}} [C_p ((t_{\text{пр}} - t_{\text{обр}})) - T_{\text{вр}} (S_{\text{пр}} - S_{\text{обр}})]. \quad (3.17)$$

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.3.4.

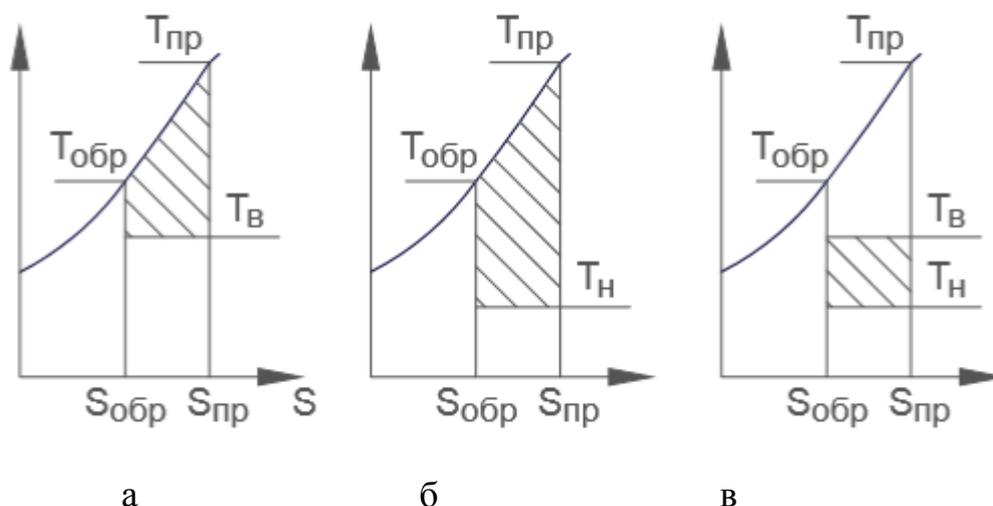


Рис.3.4. Тепловая работа сетевой воды в T-S - диаграмме

а - тепловая работа - $l_{\text{тр}}^{\text{огр}}$; б – тепловая работа $l_{\text{тр}}^{\text{инф}}$; в - $\Delta l_{\text{тр}} = l_{\text{тр}}^{\text{инф}} - l_{\text{тр}}^{\text{огр}}$

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.

3.1. Температурный график сетевой воды для регулирования тепловой нагрузки

Поддержание постоянной температуры внутреннего воздуха при изменяющейся температуре наружного воздуха возможно путем регулирования количества подводимой тепловой энергии в системы отопления, достигаемого изменением температуры сетевой воды или изменением расхода. В первом случае регулирование называется качественным, во втором – количественным. При качественно-количественном способе регулирования тепловая нагрузка регулируется путем изменения как расхода, так и температуры сетевой воды.[13,16,25]

Указанные способы регулирования в зависимости от места их проведения подразделяют на: центральное - осуществляемое в источниках теплоснабжения; групповое – в центральных тепловых пунктах (ЦТП); местное – в индивидуальных тепловых пунктах (ИТП); индивидуальное – непосредственно на отопительных приборах потребителей.

Наибольший интерес вызывают те способы регулирования, применение которых приведет к максимальной экономии топливных ресурсов. Такую экономию можно получить в системах централизованного теплоснабжения с центральным качественным регулированием, так как регулирование тепловой нагрузки в источнике теплоснабжения, т.е. при производстве теплоты, достигается изменением расхода потребляемого топлива.

Регулирование тепловой нагрузки вне источника теплоснабжения, т.е. в ЦТП, ИТП и на отопительных приборах – это регулирование уже произведенной теплоты, потребление которой может быть только снижено относительно расчетной величины. Поэтому ограничение потребления тепловой энергии в системах отопления приведет к увеличению тепловых потерь в обратных трубопроводах.

Для осуществления центрального качественного регулирования тепловой нагрузки на источнике теплоснабжения используется температурный график. Температурный график представляет зависимость температуры сетевой воды в прямом и обратном трубопроводах от температуры наружного воздуха.

В РФ при качественном регулировании применяется температурный график $t_{п}/t_{о} = 150/70^{\circ}\text{C}$, который принимался в качестве расчетного при проектировании большинства отечественных систем теплоснабжения. На рис.3.5 представлен типовой отопительно-бытовой температурный график с параметрами теплоносителя 150/70, построенный для расчетной температуры $t_{нр} = -26^{\circ}\text{C}$.

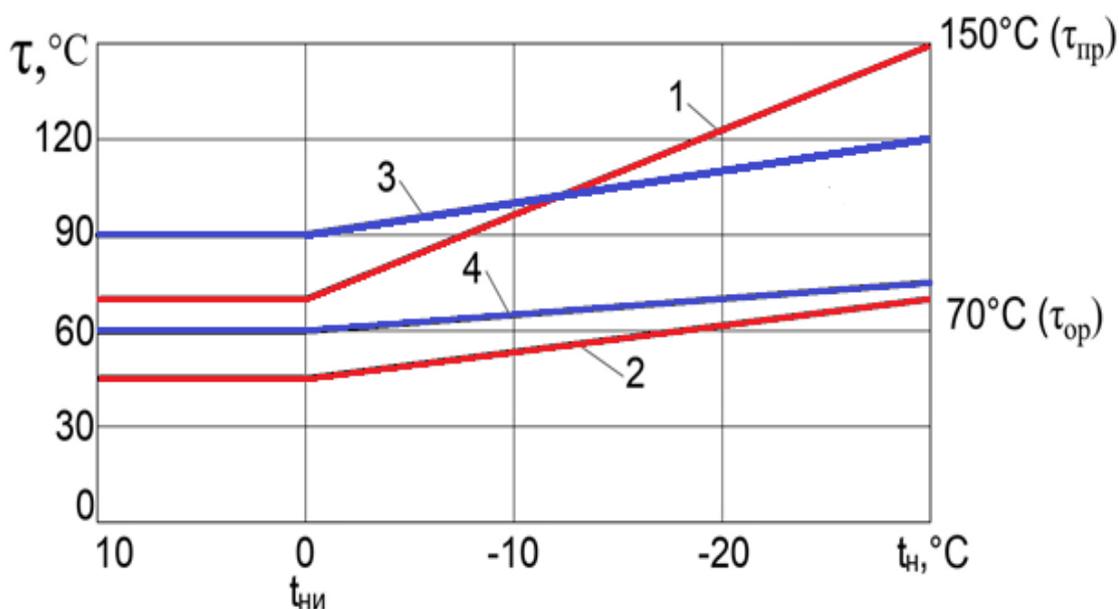


Рис.3.5. Фактический и расчетный температурные графики 150/70:

1,2 – температура сетевой воды по графику 150/70; 3,4 – фактическая среднемесячная температура сетевой воды в подающем и обратном трубопроводах тепловой сети

Излом температурного графика обусловлен необходимостью обеспечения потребителей с нагрузкой горячего водоснабжения водой с температурой 60 °С как в открытой, так и в закрытой системах теплоснабжения.

Результаты обследований действительных температурных графиков в Ульяновском государственном техническом университете, приведенные в работе [30,31], свидетельствуют о несовпадении расчетных и действительных температурных графиков. На рис.3.5 кривые 3 и 4 характеризуют действительные температуры в прямом и обратном трубопроводах.

По мнению авторов работы, представленный фактический температурный график является типичным и наиболее распространенным для большинства систем централизованного теплоснабжения в городах РФ. Температура в прямом трубопроводе ограничивается срезкой на уровне 110÷120 °С, а в некоторых случаях, и более низкой температурой. Обращает на себя внимание завышенная температура в обратной магистрали во всем диапазоне наружных температур, что свидетельствует о неполной передаче теплоты нагреваемому воздуху или завышенном количестве теплоты подводимой в системы отопления здания.

На рис 3.6, 3.7 приведены расчетные и фактические температурные графики систем теплоснабжения в Санкт-Петербурге в теплоснабжающих организациях ПАО ТГК-1.

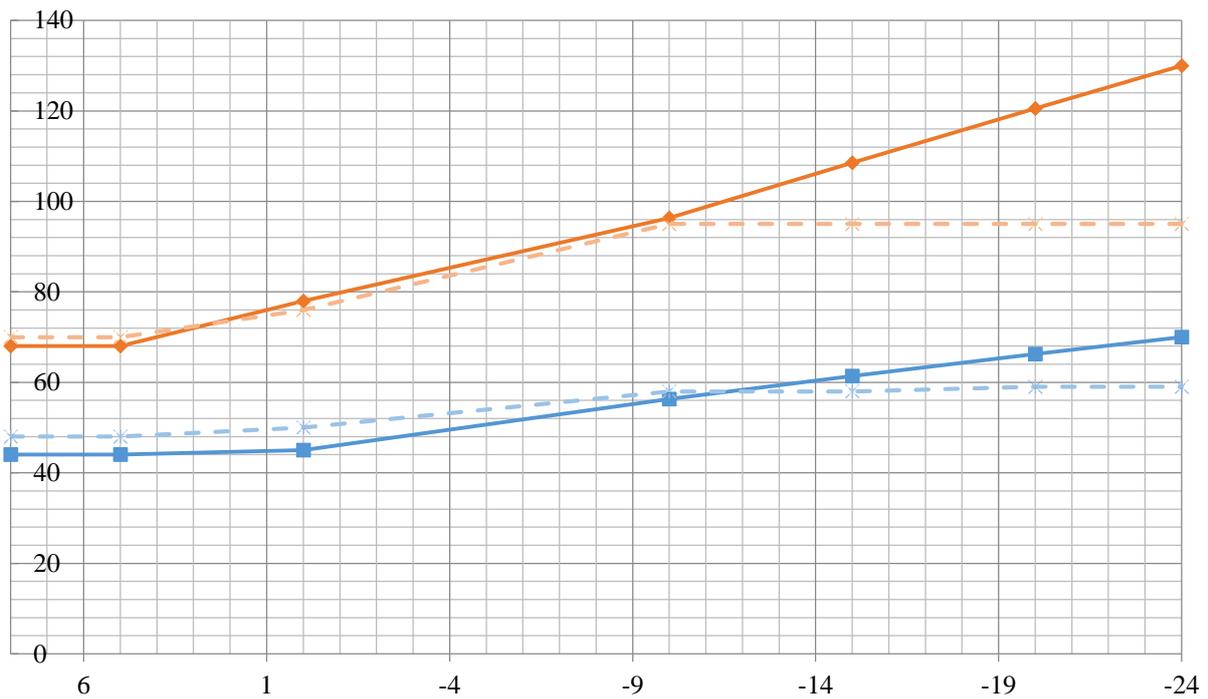
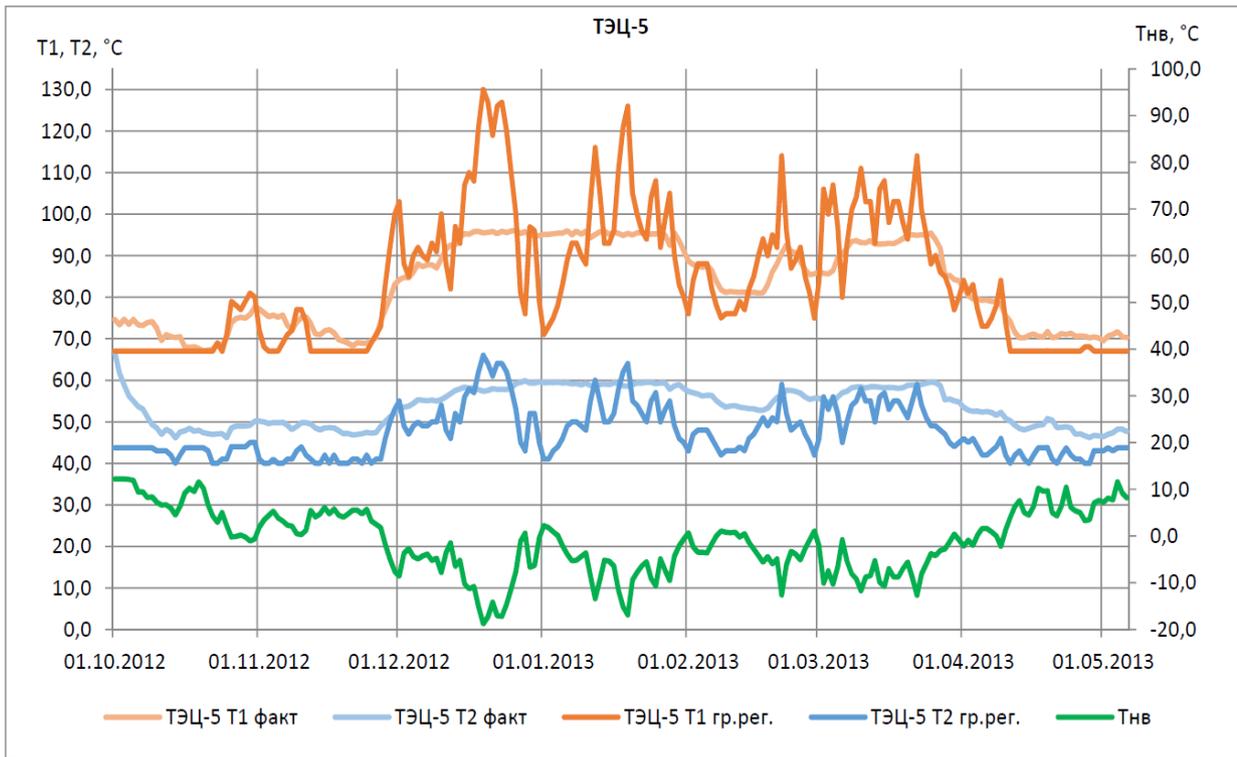


Рис. 3.6. Сравнение расчетного и фактического температурных режимов ТЭЦ-5 «Правобережная» ПАО «ТГК-1»

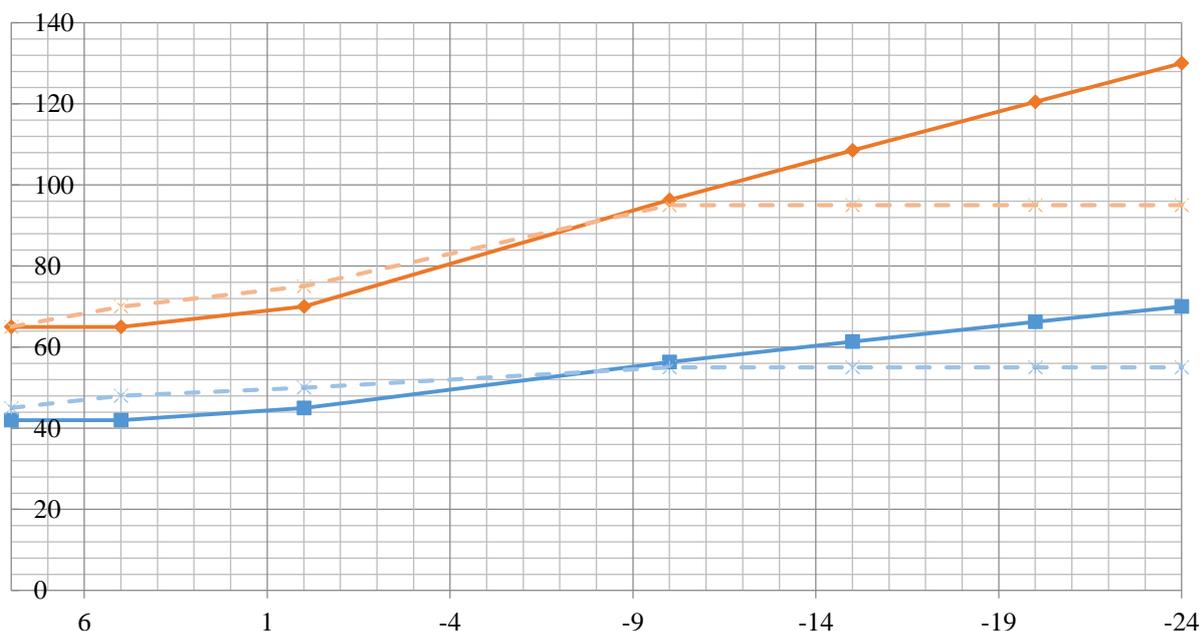
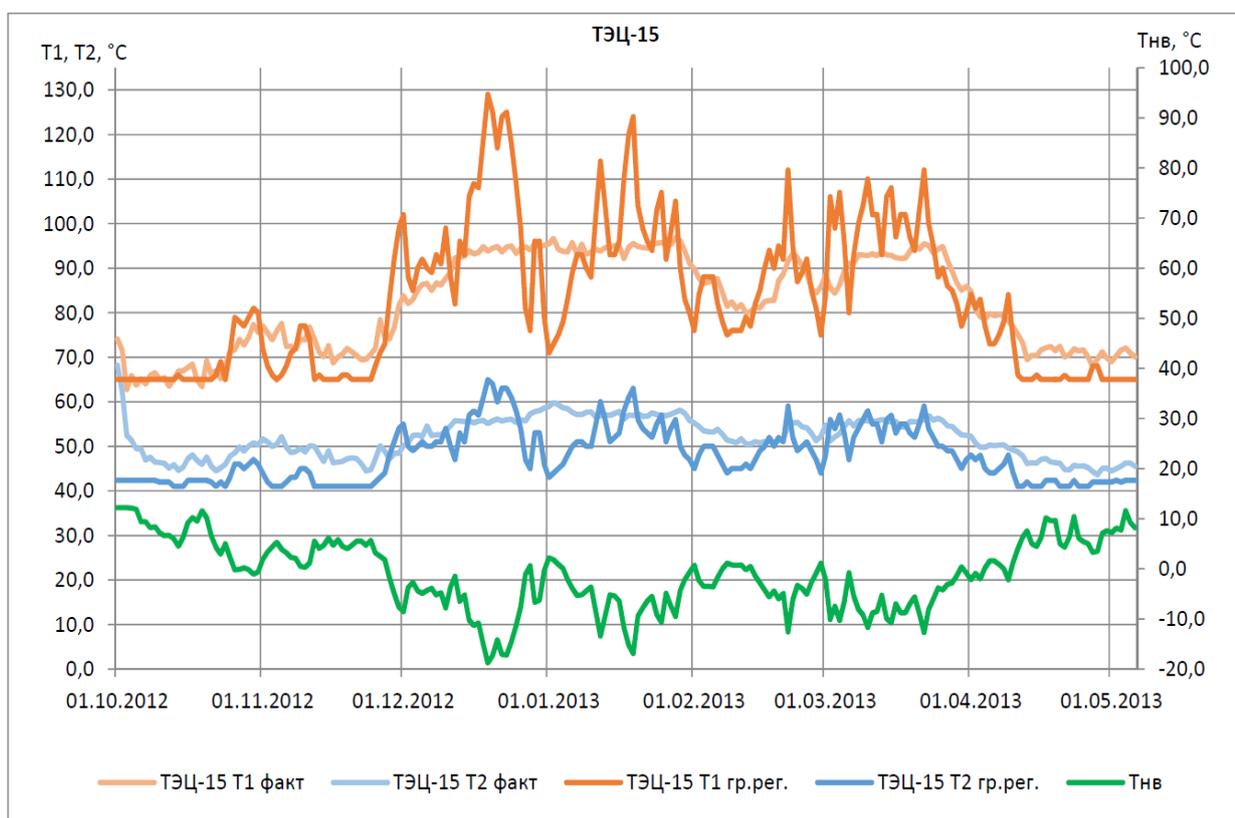


Рис. 3.7. Сравнение расчетного и фактического температурных режимов ТЭЦ-15 «Автовская» ПАО «ТГК-1»

Приведенные графики подтверждают, что фактические температуры в подающем трубопроводе при расчетном графике 130/70 не превышают 100 °С. Также имеет место завышение температуры сетевой воды в обратном трубопроводе при температурах наружного воздуха $t_n > -10^\circ\text{C}$.

Несовпадение температурных графиков можно объяснить несовершенством качественного регулирования тепловой нагрузки. Возникает вопрос о температурных режимах отапливаемых зданий при таком подводе теплоты.

Выделим три характерных режима отопления жилых зданий: первый - нормальный режим отопления; второй – режим недоотапливания, при котором теплота в систему отопления поступает в недостаточном количестве; третий – режим переотапливания, при котором теплота подводится в систему отопления в избыточном количестве.

Представляет интерес сравнение режимов отопления двух жилых зданий, имеющих разный класс энергоэффективности, получающих тепловую энергию от единого источника при одинаковых температурах теплоносителя. Для сравнения воспользуемся балансовым уравнением подводимой теплоты, записанным в следующем виде:

$$Q_{от} = Q_{огр} + Q_{инф} = G_{св}(\tau_{п} - \tau_{о}) \cdot c_p \cdot \quad (3.18)$$

Типовые пятиэтажные жилые здания 1979-80 гг. постройки имеют строительный объем 18028 м³. Высота зданий 14,6 м, длина 100,84 м, ширина 12,25 м. Первое здание имеет ограждающие конструкции с исходными величинами сопротивлений теплопередачи: $R_{ст} = 0,977 \text{ м}^2 \cdot \text{°C}/\text{Вт}$; $R_{ок} = 0,4 \text{ м}^2 \cdot \text{°C}/\text{Вт}$; $R_{пол} = 1,027 \text{ м}^2 \cdot \text{°C}/\text{Вт}$; $R_{пот} = 1,289 \text{ м}^2 \cdot \text{°C}/\text{Вт}$.

Величины сопротивлений теплопередачи второго здания после фасадного утепления имеют следующие значения: $R_{стн} = 3,079 \text{ м}^2 \cdot \text{°C}/\text{Вт}$; $R_{окн} = 0,44 \text{ м}^2 \cdot \text{°C}/\text{Вт}$; $R_{полн} = 4,598 \text{ м}^2 \cdot \text{°C}/\text{Вт}$; $R_{потн} = 4,058 \text{ м}^2 \cdot \text{°C}/\text{Вт}$.

Расход сетевой воды для доставки теплоты необходимый для покрытия расчетной отопительной нагрузки и нагрузки ГВС находим по следующей формуле:

$$G_{св} = \frac{Q_{отр} + Q_{гвс}}{(\tau_{пр} - \tau_{ор}) \cdot c_p}, \quad (3.19)$$

где $\tau_{пр}, \tau_{ор}$ - расчетные температуры прямой и обратной сетевой воды, при температурном графике 150/70 °C, $\tau_{пр} = 150 \text{ °C}$, а $\tau_{ор} = 70 \text{ °C}$.

Расчетная отопительная нагрузка зданий, определяемая по уравнению (3.1), составляет $Q_{отр} = 317,3 \text{ кВт}$ при $q_0 = 0,4 \text{ Вт}/(\text{м}^3 \cdot \text{°C})$ (удельная отопительная характеристика для пятиэтажного здания объемом от 16 до 25 тыс.м³).

Нагрузка ГВС для рассматриваемых зданий, рассчитываемая по ниже-следующей формуле, составила $Q_{гвс} = 122,2 \text{ кВт}$:

$$Q_{гвс} = 1,2 \cdot \frac{\Phi n(t_{г} - t_{х})c_p}{24}, \quad (3.20)$$

где $1,2$ - коэффициент, учитывающий остывание горячей воды в абонентских системах горячего водоснабжения;

$n = 3741/12 \approx 300$ чел – количество потребителей;

$\Phi = 100$ л/сут – норма суточного расхода горячей воды при температуре $t_r = 65^\circ\text{C}$ на одного потребителя; (СНиП 2.04.01-85* “Внутренний водопровод и канализация зданий”, прил. 3);

$t_x = 5^\circ\text{C}$ - температура холодной водопроводной воды.

Расход сетевой воды согласно уравнению (3.19) составил $G_{св} = 1,31$ кг/с.

Проведем проверку выполнения теплового баланса согласно уравнению (3.18), между теплотой, подводимой с сетевой водой и отопительной нагрузкой, определяемой по отопительной характеристике здания. Расчет правой и левой частей уравнения (3.18) производился при средних месячных температурах наружного воздуха за отопительный период для Санкт-Петербурга, принимаемых по справочнику «Строительная климатология и геофизика», представленных в табл 3.2.

Таблица 3.2

Среднемесячные температуры отопительного периода $t_{нсп}$

Месяц	сен тябрь	ок тябрь	ноябрь	де кабрь	январь	фев раль	март	апрель	май
Санкт-Петербург	11,4	5,7	0,2	-3,9	-6,6	-6,3	-1,5	4,5	15,7

На рис.3.8 представлены графики зависимости требуемой и фактически подводимой тепловой энергии от средней температуры наружного воздуха по месяцам отопительного периода.

Результаты сопоставления свидетельствуют о практическом совпадении тепловых нагрузок в период с ноября по март, с некоторым превышением фактически подводимой теплоты над требуемой величиной. Данное превышение в указанный период составляет 6 – 7%. Однако в переходные периоды, а именно с начала отопительного сезона по ноябрь и с марта по конец отопительного сезона наблюдается явное переотапливание здания. В указанные периоды фактически подводимая теплота превышает требуемое её количество на 25 ÷ 30%.

Проанализируем выполнение балансового уравнения (3.18), в котором правая часть также представляет фактически подводимую теплоту, а левая часть - требуемую теплоту для покрытия теплопотерь через наружные ограждения здания и инфильтрационной составляющей отопительной нагрузки, полагая, что $Q_{инф} \approx Q_{пол} прит = 0,35$.

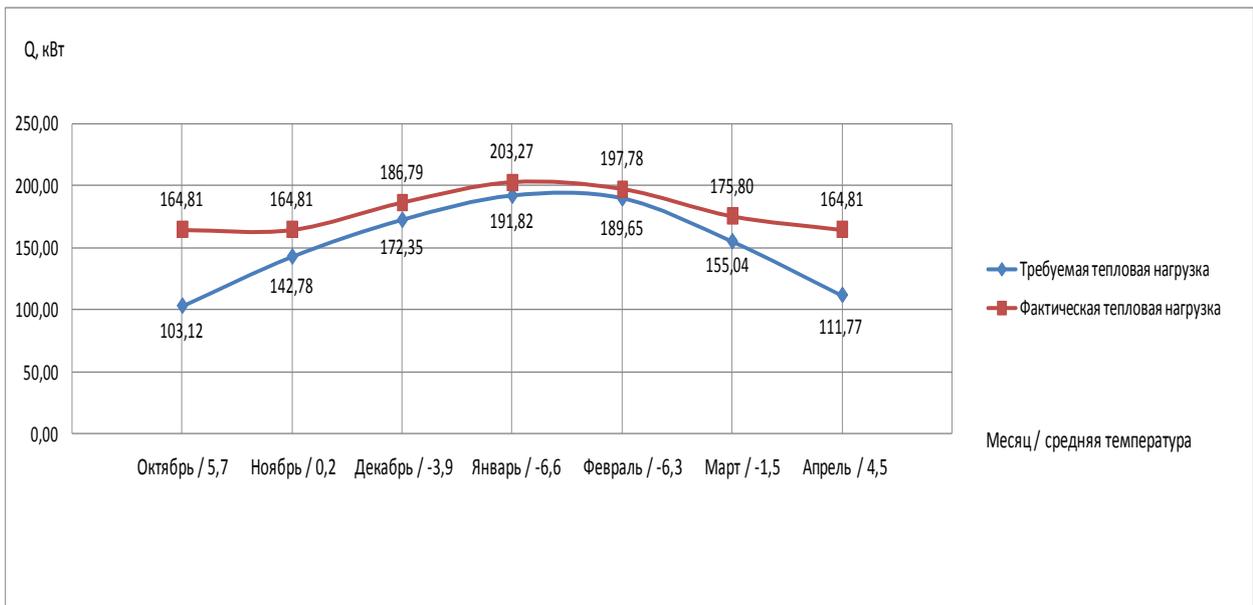


Рис.3.8. Графики зависимости требуемой и фактически подводимой тепловой нагрузки от средней температуры наружного воздуха по месяцам отопительного периода

На рис.3.9 представлены совмещенные графики фактически подводимой теплоты $Q_{\text{ф}}$ и требуемой тепловой нагрузки $Q_{\text{от}}$ в виде суммы $Q_{\text{огр}} + Q_{\text{пол}}$ в зависимости от средней температуры наружного воздуха за отопительный период для жилого неутепленного здания (с низкими величинами сопротивления теплопередачи ограждающих конструкций). [12]

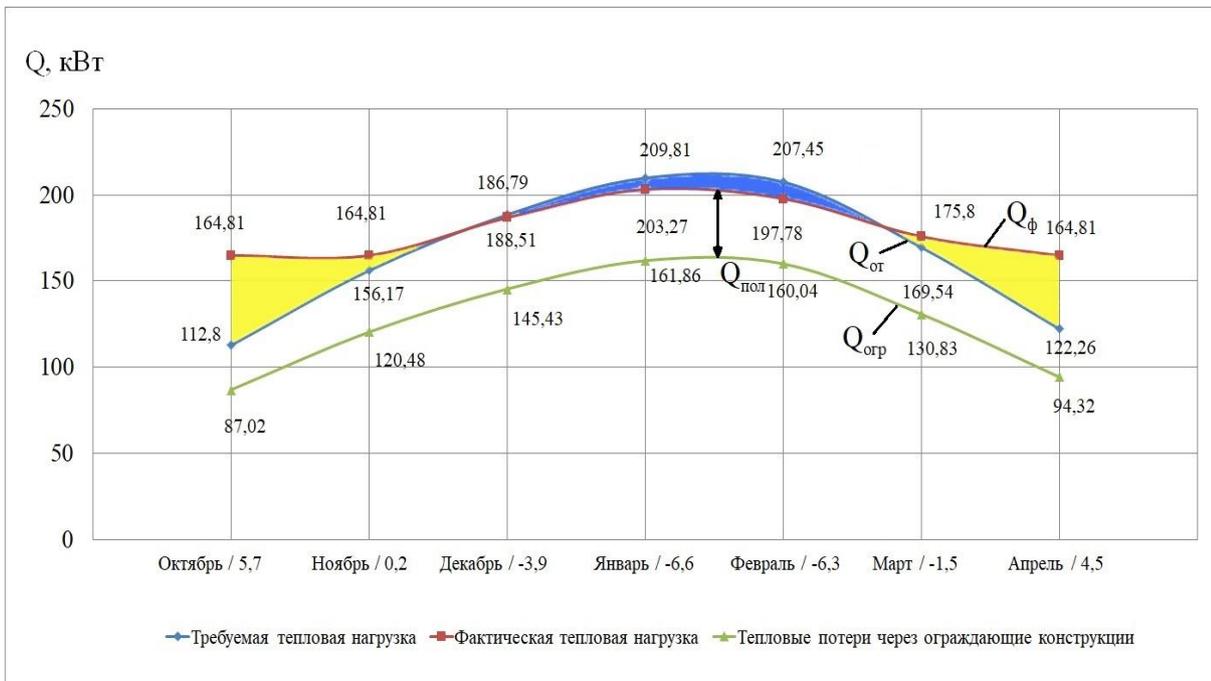


Рис.3.9. Совмещенные графики фактически подводимой и требуемой теплоты в жилом доме с низкой энергетической эффективностью

Кривые, характеризующие фактическую и требуемую тепловые нагрузки практически совпадают при незначительном (на 4-6%) превышении $Q_{от}$ над $Q_{ф}$. Это свидетельствует о небольшом недоотапливании жилого дома в период с декабря по середину февраля, которое легко устраняется за счет снижения кратности воздухообмена путем утепления и оклейки оконных проемов или включением дополнительных электроприборов.

На рис.3.10 представлены аналогичные кривые для жилого дома с повышенными теплозащитными характеристиками ограждающих конструкций.

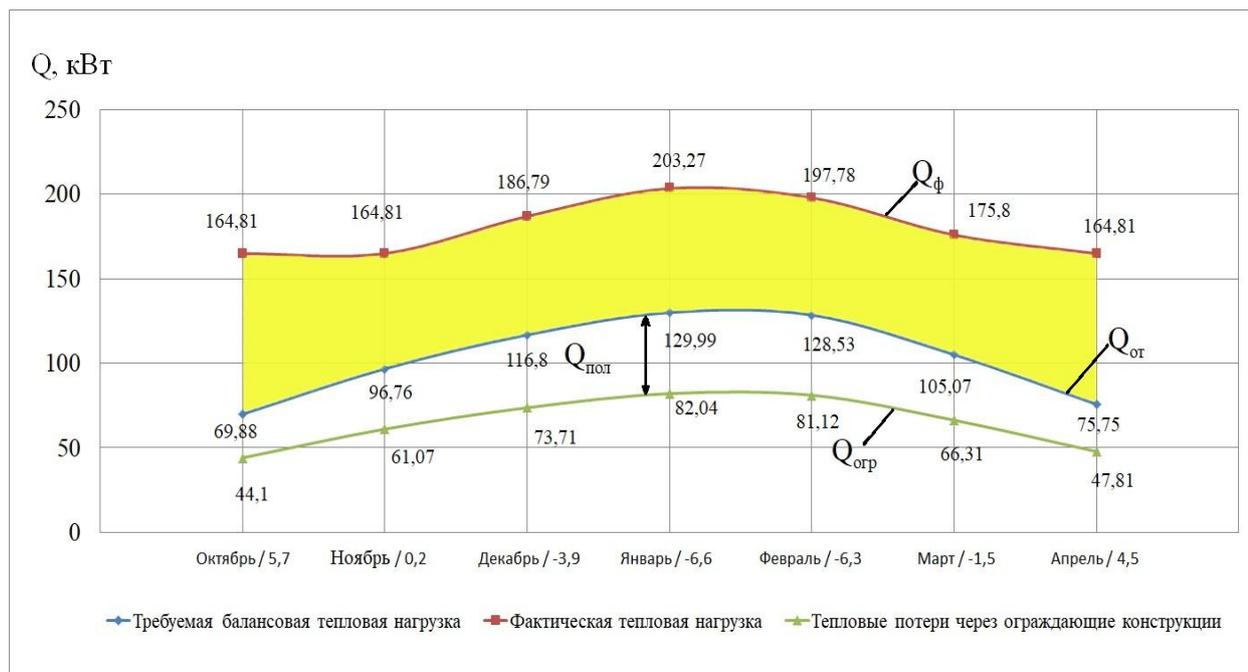


Рис.3.10. Совмещенные графики подводимой и требуемой теплоты для отопления жилого здания с повышенными теплозащитными характеристиками наружных ограждающих конструкций

Анализ представленных графиков показывает, что снижение теплотерь через наружные ограждающие конструкции способствует снижению отопительной нагрузки жилого дома. Поэтому фактический подвод теплоты в таком же количестве, как и к неутепленному жилому дому, приводит к режиму переотапливания во всем диапазоне средних наружных температур. Разность фактически подводимой теплоты и отопительной нагрузки показывает количество неэффективно используемой теплоты в системах отопления.

Режим переотапливания, при котором температура воздуха превышает нормируемые значения, устраняется дополнительным проветриванием помещений здания при открытых форточках, т.е. путем значительного увеличения кратности воздухообмена ($m > 1,0$). Теплота, затрачиваемая на нагревание избыточно поступающего в здание воздуха, свидетельствует о нерациональном использовании подведенной теплоты, а также о значительном

перерасходе топлива в источниках теплоснабжения при производстве данной теплоты.

Как следует из сопоставления тепловых нагрузок, инфильтрационная составляющая отопительной нагрузки, включающая в себя полезную теплоту, выполняет роль регулирующей нагрузки. В одном случае для поддержания внутренней температуры в отапливаемых помещениях здания требуется снижение кратности воздухообмена, в другом - её увеличение.

Вывод, который можно сделать по результатам анализа представленных материалов, заключается в следующем: к системе централизованного теплоснабжения подключены жилые здания, потребляющие различное количество тепловой энергии. Обеспечить каждое здание необходимым количеством теплоты - задача чрезвычайно сложная и трудновыполнимая. Практика проведения наладочных работ в системах централизованного теплоснабжения показывает, что первоочередной задачей теплоснабжающих организаций является обеспечение теплом наиболее удаленных от источника жилых домов с низкой энергетической эффективностью. С этой целью, как правило, от источника отпускается повышенное количество тепловой энергии, что позволяет получить требуемый температурный режим воздушной среды в этих домах, однако такое решение приводит к режиму переотапливания в остальных жилых домах. [8,9,11]

В последние годы в коммунальной энергетике широко внедряются автоматизированные ИТП, назначением которых является автоматическое регулирование тепловой энергии поступающей в системы отопления зданий, допускающие изменение в определенных пределах подвода теплоносителя к отопительным приборам. Однако, как можно видеть, при таком регулировании нарушается главный принцип работы любой энергетической системы, а именно баланс между производством и потреблением энергии, поскольку речь идет о регулировании уже произведенной тепловой энергии, на производство которой в источнике уже затрачено топливо.

Контрольные вопросы

1. Что понимается под полезной теплотой отапливаемых зданий?
2. В каких случаях появляются инфильтрационные потери в здании?
3. Как определяется величина полезной теплоты в здании с принудительной вентиляционной установкой, оснащенной теплорекуператором?
4. Каким образом можно объяснить режим переотапливания здания?
5. При каких условиях в здании устанавливается режим недоотапливания, и как жители выходят из этого положения?

Глава 4. РЕГУЛИРОВАНИЕ ТЕПЛОВОЙ НАГРУЗКИ В ИТП

Эффективность распределения отпускаемой от источника теплоты, исключаяющей переотапливание жилых зданий, может быть достигнута путем установки в ИТП оборудования, обеспечивающего погодозависимое регулирование отопительной нагрузки. Такое регулирование предусматривает изменение расхода сетевой воды, подводимой в узел смешения ИТП, с целью получения необходимой температуры теплоносителя, поступающего в систему отопления в зависимости от температуры наружного воздуха. При этом учитывается фактическая температура сетевой воды, определяемая по температурному графику центрального качественного регулирования (ЦКР).

На рис.4.1 представлена блок-схема регулирования температуры теплоносителя, поступающего в систему отопления.

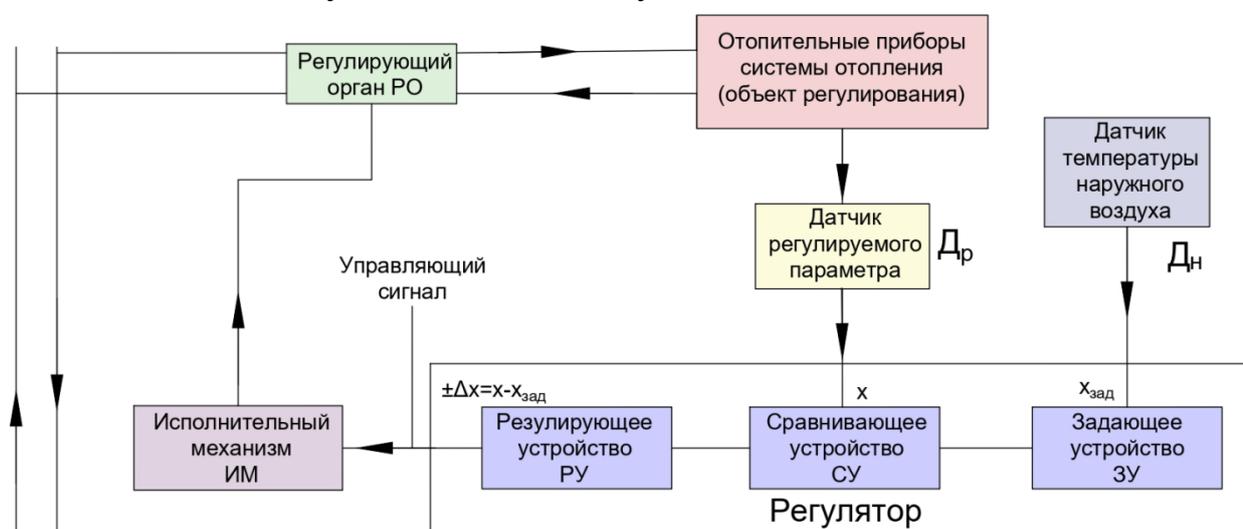


Рис.4.1. Блок-схема регулирования температуры теплоносителя

Как видно из приведенной блок-схемы, **объектом регулирования** является система отопления, а **регулируемым параметром** – температура сетевой воды $\tau_{п}$, подводимой в отопительные приборы в зависимости от изменения температуры наружного воздуха $t_{н}$ с учетом температурного графика центрального качественного регулирования.

Возмущающим фактором, запускающим механизм регулирования, является температура наружного воздуха. Основным индикатором тепловых возмущений является температура сетевой воды $\tau_{о}$, поступающей из отопительных приборов в обратный трубопровод.

Регулятор температуры теплоносителя включает в себя регулирующее, задающее и сравнивающее устройства, а также датчик регулируемой температуры теплоносителя. Управляющий сигнал для исполнительного механизма формируется ПИД-регулятором в зависимости от величины и знака рассогласования между измеренной и задаваемой температурой теплоносителя. С помощью задающего устройства формируется

закон изменения задаваемого значения $\tau_{п}$ в зависимости от значения температуры наружного воздуха t_n (график ЦКР).

Исполнительное устройство состоит из трехходового смесительного клапана (**регулирующий орган**) и электрического сервопривода (**исполнительный механизм**).

На рис.4.2 представлена функциональная схема автоматизированного ИТП с подогревателем ГВС (закрытая схема) и с зависимым присоединением системы отопления, описанная в работе Покотилова В.В. [22].

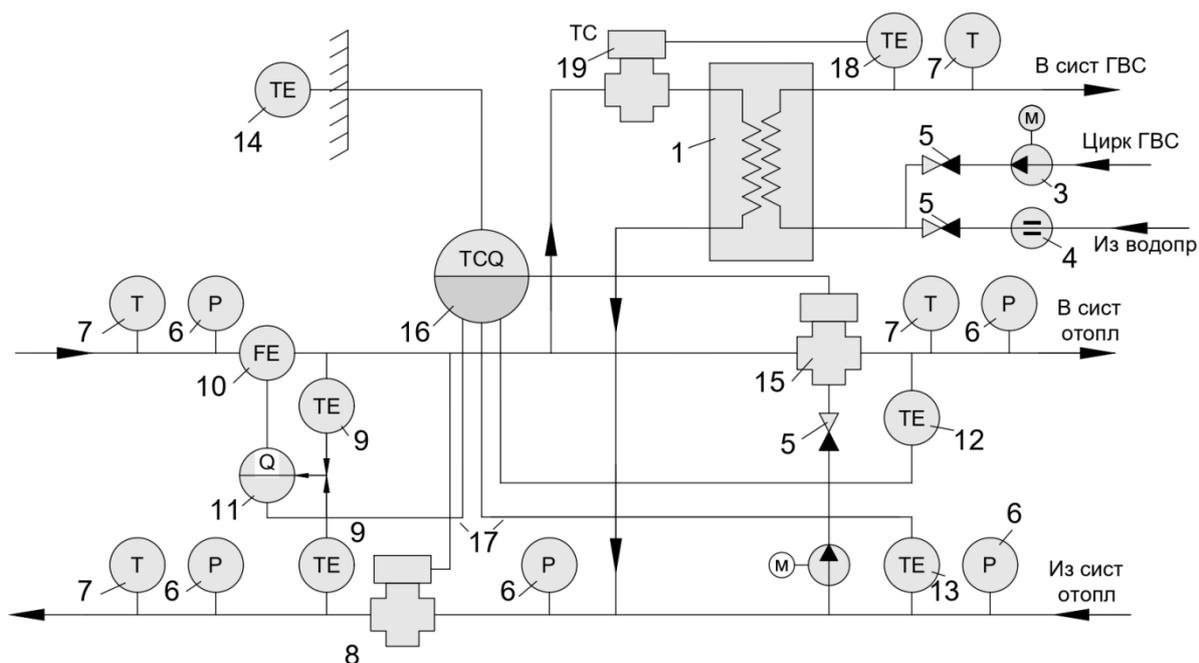


Рис.4.2. Функциональная схема автоматизированного ИТП:

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.

На рис.4.3 представлены конструктивные схемы применяемых регулирующих органов [22].

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.

Как следует из главы 3, расчетный температурный график ЦКР практически не выдерживается, поэтому можно говорить не о регулировке, а всего лишь о некоторой корректировке отопительной нагрузки, отпускаемой от централизованного источника теплоснабжения.

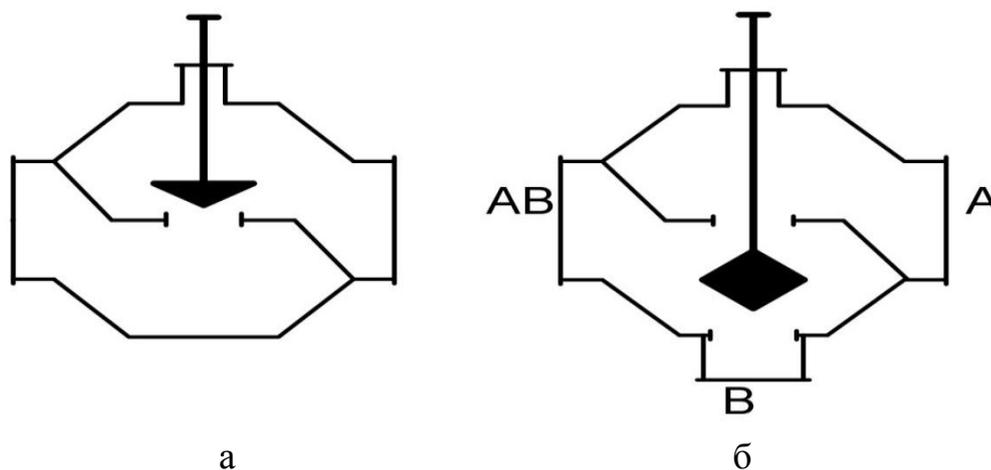


Рис.4.3. Типы регулирующих органов
а – двухходовой; б - трехходовой

Результатом регулирования в ИТП является ограничение расхода теплоносителя, а следовательно, и теплоты, подаваемой в систему отопления. Невостребованная, но уже произведенная тепловая энергия в конечном итоге возвращается в источник теплоснабжения, повышая температуру в обратном трубопроводе.

Однако повышение температуры в обратном трубопроводе в некоторых жилых домах не всегда происходит из-за снижения потребляемой теплоты отопительной системой при увеличении наружной температуры. Такое повышение может происходить в том случае, если отопительные приборы не обеспечивает необходимую отдачу теплоты из-за накипи, образуемой на их внутренних поверхностях. В некоторых случаях, когда накипь полностью забивает проходные каналы отопительных приборов, теплота не передается нагреваемому воздуху, а сохраняется в сетевой воде и отводится в обратный трубопровод. Таким образом, происходит повышение температуры сетевой воды в обратном трубопроводе при некотором недоотапливании помещений здания. Для улучшения работы проводят периодическую промывку отопительной системы, однако полностью удалить накипь с внутренних поверхностей невозможно.

Наличие в составе единой централизованной системы теплоснабжения жилых домов разной энергетической эффективности с установкой в них оборудования различных годов ввода в эксплуатацию ограничивает регулирование температуры теплоносителя, отпускаемого от единого источника теплоснабжения (вынуждая поддерживать её на максимальных значениях).

При регулировании в ИТП тепловой нагрузки температура внутреннего воздуха не учитывается, что снижает качество процесса регулировки. В некоторой степени этот недостаток устраняется при **индивидуальном регулировании** тепловой нагрузки отопительных приборов с помощью термостатических головок.

В таких приборах регулирования совместно объединены датчик, регулятор с задатчиком и исполнительный механизм. На рис.4.4 представлено устройство термостатической головки.

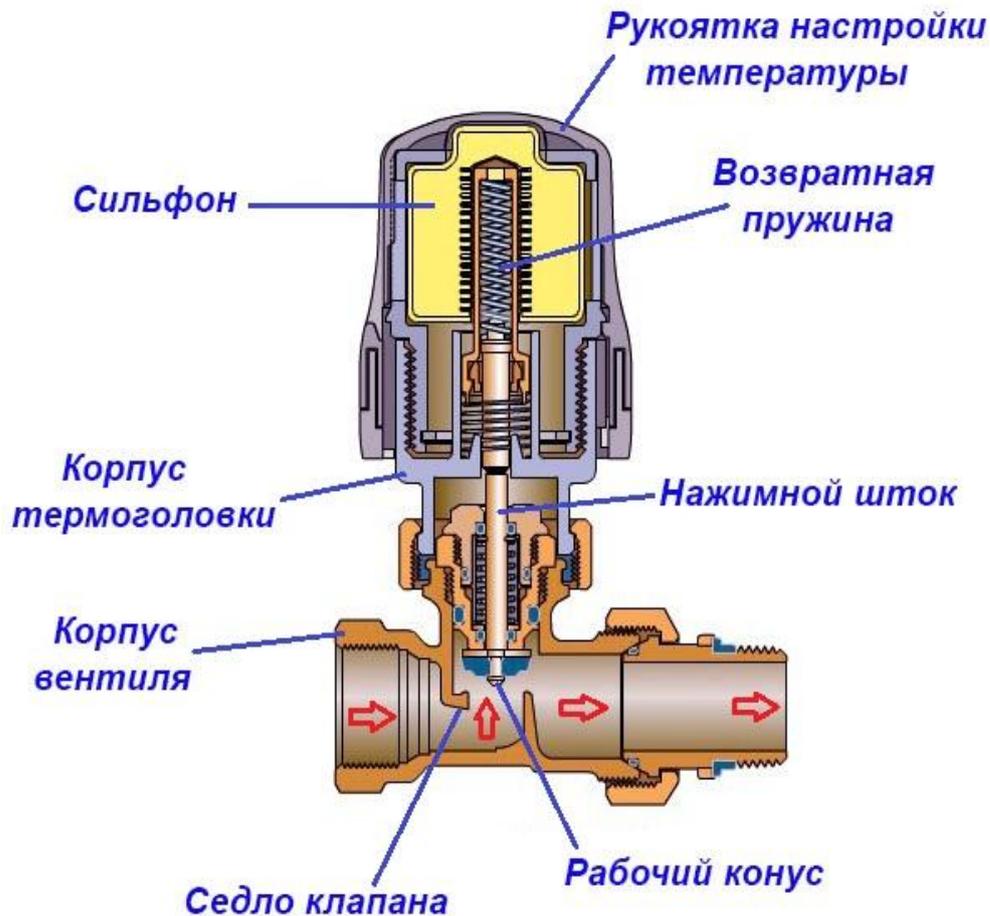


Рис. 4.4. Устройство термостатической головки

В основе устройства – сиффон в виде небольшого гибкого цилиндра. Сиффон заполнен жидким либо газообразным веществом, обладающий высоким коэффициентом теплового расширения. Как только температура воздуха в помещении превышает нормируемое значение, под влиянием внутренней среды сиффон 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 сиффоне, 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 быстрое действие 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 $X_{зад}$ не устанавливается, а устанавливается какое-либо из значений X_{max} или X_{mi} , отличающееся от заданного значения $X_{зад}$ на величину остаточного отклонения, то регулятор прямого действия возвращает объект регулирования не к заданному параметру $X_{зад}$, а к его максимальному X_{max} - или X_{min} - значению.

4.1. Влияние способов регулирования тепловой нагрузки на экономию топливных ресурсов

Анализ работы систем регулирования свидетельствует о неоднозначности процессов регулирования на потребление топливных ресурсов, затрачиваемых в системах теплоснабжения.

Центральное качественное регулирование, при котором снижение максимальной тепловой нагрузки производится за счет изменения температуры в прямом трубопроводе, позволяет сократить расход потребляемого топлива. Как видно из нижеприведенного уравнения теплового баланса водогрейного котла, расход потребляемого топлива V_T пропорционально зависит от температуры прямой сетевой воды $\tau_{п}$:

$$V_T Q_p^H \eta_k = G_{св} C_p (\tau_{п} - \tau_o) . \quad (4.1)$$

Несколько иной характер имеет регулирование в системах теплоснабжения, т.е. регулирование в ИТП и на отопительных приборах. В этом случае речь идет о регулировании уже произведенной тепловой энергии, на производство которой было затрачено топливо. Поэтому снижение тепловой нагрузки, используемой в отопительной системе, не может непосредственно повлиять на расход потребляемого топлива.

Снижение теплоты, поступающей в отопительные приборы, осуществляется за счет снижения расхода теплоносителя, поэтому местное и индивидуальное регулирование относится к разряду количественных способов.

При таком способе регулирования в сбалансированных и отлаженных системах теплоснабжения невостребованная тепловая энергия по обратному трубопроводу возвращается к источнику теплоснабжения при повышенных температурах теплоносителя, увеличивая тепловые потери при транспортировке. Такие режимы крайне нежелательны для теплоснабжающих организаций, так как невостребованная тепловая энергия не нашла своего

потребителя и при взаиморасчетах по приборам учета может не оплачиваться потребителем.

Завышенная температура теплоносителя, возвращаемого в источник теплоснабжения требует смены режима водогрейного котла с уменьшением тепловой нагрузки и сокращением потребляемого топлива. Однако из-за чрезвычайной инерционности системы теплоснабжения переводить водогрейный котел на новый режим теплоотпуска часто бывает нецелесообразно, так как за кратковременным снижением тепловой нагрузки последует её повышение. Работа крупного водогрейного котла в режиме переменных нагрузок в течение короткого периода времени неэффективна. Поэтому, как видно из фактических температурных графиков, реальные режимы работы котла меняются в достаточно узком диапазоне температур сетевой воды, составляющем всего $10 \div 15$ °С, с учетом устойчивого и длительного характера изменения температуры наружного воздуха.

Таким образом, для стабильного теплоснабжения жилых зданий различной категории энергоэффективности отпуск теплоты от источника осуществляют при средней температуре теплоносителя в подающем трубопроводе $95 \div 100$ °С, что (как видно из температурного графика на рис.3.5) гарантирует поддержание внутренней температуры воздуха в режиме переотапливания. В кратковременные периоды пониженных температур наружного воздуха $t_n < t_{нр}$ в работу вводят пиковые источники теплоты, повышающие температуру сетевой воды до $110 \div 115$ °С, что ниже требуемой температуры теплоносителя согласно температурному графику. Подвод сетевой воды в системы отопления с такой температурой, казалось бы, не должен обеспечивать нормальные температурные условия в жилых помещениях. Однако, при имеющихся повышенных расходах сетевой воды, в энергоэффективных жилых домах удается поддержать температуру внутреннего воздуха в требуемых пределах. В домах же с низкой энергоэффективностью в такие периоды жителям приходится включать дополнительные электрообогревательные приборы для повышения температуры внутреннего воздуха.

Возникает вопрос: имеются ли нарекания со стороны потребителей тепловой энергии в адрес теплоснабжающих организаций при таких режимах работы? Думается, что нареканий крайне мало, так как из анализа температурных графиков видно, что режимы переотапливания зданий не вызывают у населения неудовольствия, поскольку легко устраняются самими жителями путем форточного проветривания, а кратковременные режимы недоотапливания также устраняются самими жителями включением дополнительных электроприборов.

В современных условиях работы системы теплоснабжения говорить об экономии топливных ресурсов крайне затруднительно. В рыночных условиях и топливо, и вырабатываемая тепловая энергия являются товарными продуктами, от количества продаж которых зависит прибыль топливодобывающих и теплоснабжающих предприятий. Поэтому в теплоснабжающих организациях

отсутствует мотивация, заставляющая искать пути снижения расхода потребляемого топлива.

В тоже время существующие технологии теплоснабжения позволяют изменять режимы теплопотребления в ИТП и на отопительных приборах, но, как видим, такие технологии, не приводят к ожидаемой экономии топливных ресурсов.

Контрольные вопросы

1. Каким образом учитывается температура внутреннего воздуха в системах регулирования подвода теплоносителя в отопительные приборы?
2. Что является объектом регулирования и регулируемым параметром в системах отопления зданий?
3. Какие типы регулирующих органов наиболее часто используются в системах теплоснабжения?
4. Где и с какой целью устанавливаются термостатические головки?
5. Зависит ли качество регулирования в системах теплоснабжения от количества эксергии в потоке теплоносителя?

Глава 5. 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.

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.

Потери теплоты с поверхности изоляции зависят от способов прокладки трубопроводов.

При надземной прокладке потери теплоты с поверхности изолированного трубопровода происходят за счет конвекции с учетом воздействия ветра.

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 °С.

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 5.1.

Таблица 5.1

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

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.

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

$$G_{yt} = 2,3 \cdot F_{отв} \cdot \varphi \cdot \sqrt{\rho \cdot P}, \quad (5.1)$$

где $F_{отв}$ - 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

$$S = (S_B \cdot G_{VT} + S_{ХВО} \cdot G_{VT} + S_T \cdot Q) \cdot \tau, \quad (5.2)$$

где S - стоимость подготовки и нагрева 1 кг подпиточной воды, руб/кг; S_B - стоимость 1 кг подпиточной воды, руб/кг; $S_{ХВО}$ - стоимость химводоподготовки 1 кг подпиточной воды, руб/кг; S_T - 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 6. ЭФФЕКТИВНОСТЬ СИСТЕМ ЦЕНТРАЛИЗОВАННОГО ТЕПЛОСНАБЖЕНИЯ

Для проведения комплексного анализа эффективности гидравлической системы централизованного теплоснабжения воспользуемся величиной полезно используемой теплоты в системах отопления зданий, рассчитываемой по уравнениям (3.6 и 3.10). В этом случае выражение для определения КПД ЦСТ может быть записано в следующем виде [10]:

$$\eta_{\text{цст}} = \frac{\sum Q_{\text{пол}}}{B_{\text{т}} Q_{\text{р}}^{\text{н}}}, \quad (6.1)$$

где $\sum Q_{\text{пол}}$ - суммарная полезная теплота отапливаемых зданий;

$B_{\text{т}}$ - расход потребляемого топлива (секундный) в источнике энергоснабжения;

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

Выразим КПД системы централизованного теплоснабжения через КПД отдельных звеньев этой системы, а именно

$$\eta_{\text{цтс}} = \eta_{\text{ист}} \cdot \eta_{\text{тр}} \cdot \eta_{\text{расп}} \cdot \eta_{\text{зд}}, \quad (6.2)$$

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

$\eta_{\text{тр}}$ - КПД транспортных коммуникаций;

$\eta_{\text{расп}}$ - КПД системы распределения (регулирования) тепловой энергии между отдельными потребителями;

$\eta_{\text{зд}}$ - осреднённое значение КПД зданий.

Подставляя (6.2) в (6.1), получим уравнение, позволяющее рассчитать расход потребляемого в СЦТ топлива:

$$B_{\text{т}} = \frac{Q_{\text{пол}}}{Q_{\text{р}}^{\text{н}} \eta_{\text{ист}} \eta_{\text{тр}} \eta_{\text{расп}} \eta_{\text{зд}}}. \quad (6.3)$$

Из уравнения (6.3) видно, что расход потребляемого топлива в системе централизованного теплоснабжения зависит от эффективности источника теплоснабжения и самих отапливаемых зданий, а также от эффективности транспортировки теплоносителя и его эффективного распределения по многочисленным абонентам. Таким образом, полученное уравнение позволяет провести комплексный анализ работы всей системы централизованного теплоснабжения с выявлением влияния эффективности её отдельных звеньев на КПД всей системы и расход потребляемого топлива.

Рассмотрим более подробно возможные значения представленных в уравнении (6.3) КПД и их влияние на расход потребляемого топлива в системах централизованного теплоснабжения.

На рис.6.1 представлена диаграмма распределения теплоты сжигаемого топлива на отдельные составляющие, характеризующие полезно-используемую теплоту и потери в структурных звеньях СЦТ.

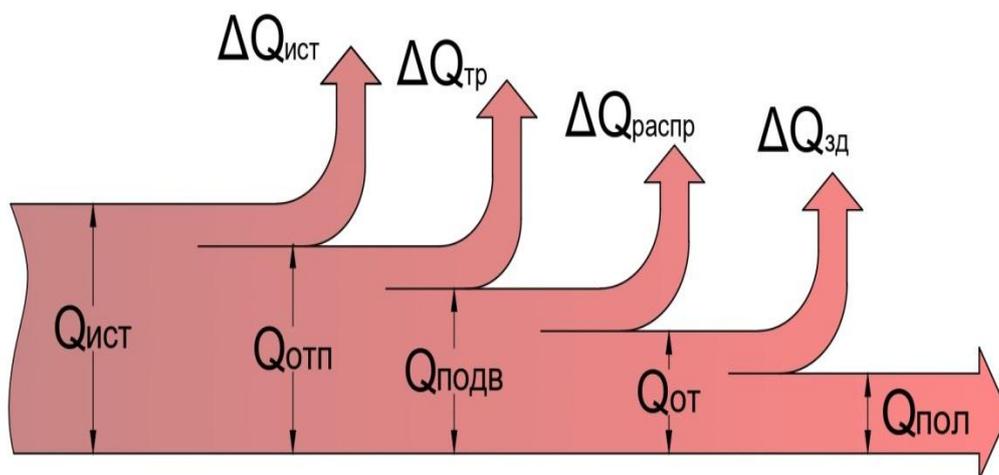


Рис.6.1. Распределение теплоты сжигаемого топлива в СЦТ

В источнике (водогрейной котельной) при сжигании определенного количества топлива V_T выделяется тепловая энергия, определяемая как теплота источника $Q_{ист}$. Количество теплоты, отпускаемой от источника $Q_{отп}$, меньше $Q_{ист}$ на величину тепловых потерь $\Delta Q_{ист}$ в котле:

$$Q_{отп} = Q_{ист} - \Delta Q_{ист} \cdot \quad (6.4)$$

Подводимая теплота к зданию $Q_{подв}$, с учетом тепловых потерь в трубопроводе $\Delta Q_{тр}$, составит

$$Q_{подв} = Q_{отп} - \Delta Q_{тр} \cdot \quad (6.5)$$

Как правило, количество подводимой теплоты к зданию превышает требуемую тепловую нагрузку на величину потерь, обусловленных некачественным распределением теплоты по абонентам $\Delta Q_{распр}$. В отапливаемом районе от единого источника могут находиться дома, имеющие различный класс энергоэффективности. При этом именно энергоэффективные жилые здания и дома, расположенные ближе к источнику, получают завышенное количество теплоты, избытки которой жители транзитом передают в окружающую среду через открытые форточки.

Процесс распределения теплоты, переносимой сетевой водой по абонентам, зависит от проведения наладочных работ на тепловых сетях. Однако

добиться качественного результата при проведении таких работ на водяных тепловых сетях не представляется возможным из-за сложности регулировки подводимой теплоты из-за малого содержания эксергии в сетевой воде:

$$Q_{от} = Q_{подв} - \Delta Q_{распр}. \quad (6.6)$$

Отопительная нагрузка включает в себя полезную теплоту $Q_{пол}$ и имеющиеся потери в здании $\Delta Q_{зд}$:

$$Q_{от} = Q_{пол} + \Delta Q_{зд}. \quad (6.7)$$

Потери состоят из утечек теплоты через ограждающие конструкции $Q_{огр}$ и затрат теплоты на нагревание избыточно поступающего воздуха во внутренний объем отапливаемых помещений (при превышении нормативной кратности воздухообмена) $Q_{изб}$ (3.8). При проведении оценочных расчетов допустимо принимать $Q_{изб} = 0$:

$$\Delta Q_{зд} = Q_{огр} + Q_{изб}. \quad (6.8)$$

Запишем уравнения, позволяющие определить значения КПД, входящих в уравнение (6.2).

Так, КПД жилого здания можно оценить, используя следующее соотношение

$$\eta_{зд} = \frac{Q_{пол}}{Q_{от}} = \frac{Q_{пол}}{Q_{инф} + Q_{огр}} = \frac{Q_{пол}}{Q_{пол} + Q_{изб} + Q_{огр}}, \quad (6.9)$$

где $Q_{от}$ – отопительная нагрузка жилого здания ($Q_{от} = Q_{инф} + Q_{огр}$) без учета внутренних теплоступлений от бытовых приборов и людей;

$$Q_{инф} = Q_{пол} + Q_{изб}.$$

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 $\eta_{зд} = 0,2 \div 0,4$.

КПД, определяющий эффективность распределения подводимой от источника теплоты по отдельным абонентам $\eta_{расп}$, определяется как отношение суммарной отопительной нагрузки зданий $\sum Q_{от}$ к теплоте, подводимой к зданиям $Q_{подв}$, часть которой затрачивается на их переотапливание:

$$\eta_{расп} = \frac{\sum Q_{от}}{Q_{подв}}. \quad (6.10)$$

Опыт эксплуатации систем централизованного теплоснабжения подтверждает тот факт, что $Q_{подв} \gg \sum Q_{от}$. Количество тепловой энергии на

переотапливание при существующих системах распределения теплоты может достигать 20÷35 %.

Таким образом, КПД распределения может находиться в пределах $\eta_{\text{расп}} = 0,65 \div 0,8$.

КПД транспортных коммуникаций, рассчитываемый по формуле (6.11) характеризует утечки тепловой энергии при транспортировке теплоносителя по тепловым сетям от источника до потребителя. Количество тепловой энергии, отпускаемой от источника $Q_{\text{ист}}$, с учетом потерь при транспортировке теплоносителя $\Delta Q_{\text{тр}}$, составит

$$Q_{\text{ист}} = Q_{\text{подв}} + \Delta Q_{\text{тр}} . \quad (6.11)$$

Таким образом, выражение для определения КПД транспортных коммуникаций можно записать в следующем виде:

$$\eta_{\text{тр}} = \frac{Q_{\text{подв}}}{Q_{\text{ист}}} . \quad (6.12)$$

Нормативные потери теплоты при транспортировке теплоносителя по тепловым сетям составляют 7 %, фактические достигают 10÷20 %, поэтому значения данного КПД лежит в пределах $\eta_{\text{тр}} = 0,8 \div 0,9$.

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

$$\eta_{\text{кот}} = \frac{Q_{\text{ист}}}{B_{\text{T}} Q_{\text{p}}^{\text{H}}} . \quad (6.13)$$

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

$$\eta_{\text{тэц}} = \frac{Q_{\text{ист}} + N_{\text{э}}}{B_{\text{T}} Q_{\text{p}}^{\text{H}}} , \quad (6.14)$$

где $N_{\text{э}}$ – 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 %.

Для поддержания необходимой температуры в отапливаемых зданиях может использоваться не только тепловая, но и электрическая энергия. Кроме того, при применении ТНУ в системах отопления может быть использована и

комбинированная энергия, представляющая совокупность низкотемпературного теплоносителя и электрической энергии. В таких схемах централизованного теплоснабжения формирование необходимого теплового потока должно осуществляться в ТНУ, устанавливаемых непосредственно в системах отопления зданий.

На рис 6.2. представлена схема энергетических потоков, подводимых в системы теплоснабжения жилых зданий от различных энергоисточников. От водогрейной котельной, как и от теплоэлектроцентрали (ТЭЦ), в системы теплоснабжения отводится тепловая энергия, переносимая сетевой водой.

От конденсационной тепловой электростанции (ТЭС) в одном случае отводится и используется в системах отопления лишь электрическая энергия, в другом - отводится низкотемпературный теплоноситель и электрическая энергия для формирования необходимого теплового потока в ТНУ.[9,19] В этом случае применение низкотемпературного теплоносителя, забираемого из конденсатора паровой турбины, можно рассматривать как использование теплового отхода при производстве электрической энергии на ТЭС.

Представляет интерес сравнение расхода топлива, затрачиваемого на нагревание сетевой воды, в водогрейной котельной и ТЭЦ с расходом топлива, затрачиваемого на выработку электрической энергии на ТЭС, используемой в системах отопления, а также с расходом топлива на ТЭС, затрачиваемого на производство электрической энергии и низкотемпературной сетевой воды, используемых в системах комбинированного отопления с применением ТНУ.

Необходимые значения КПД, входящие в уравнение (6.14), при проведении сравнительных расчетов расхода потребляемого топлива для покрытия полезной тепловой нагрузки ($Q_{пол} = 1000$ кВт), представлены в табл 6.1.

В нижней строке табл 6.1. приведены значения КПД централизованной системы теплоснабжения, рассчитанные по уравнению (6.2). Обращает на себя тот факт, что при переходе на использование в системах отопления электрической энергии, генерируемой на ТЭС ПГУ КПД централизованной системы теплоснабжения (СЦТ) имеет более высокое значение, чем $\eta_{сцт}$ при использовании тепловой энергии, генерируемой в водогрейных котельных и на ТЭЦ. Указанное снижение КПД СЦТ объясняется высокими потерями, возникающими за счет некачественного регулирования тепловой нагрузки при её распределении по многочисленным абонентам и значительными потерями тепловой энергии при транспортировке по тепловым сетям с относительно высокой температурой $110 \div 130$ °С.

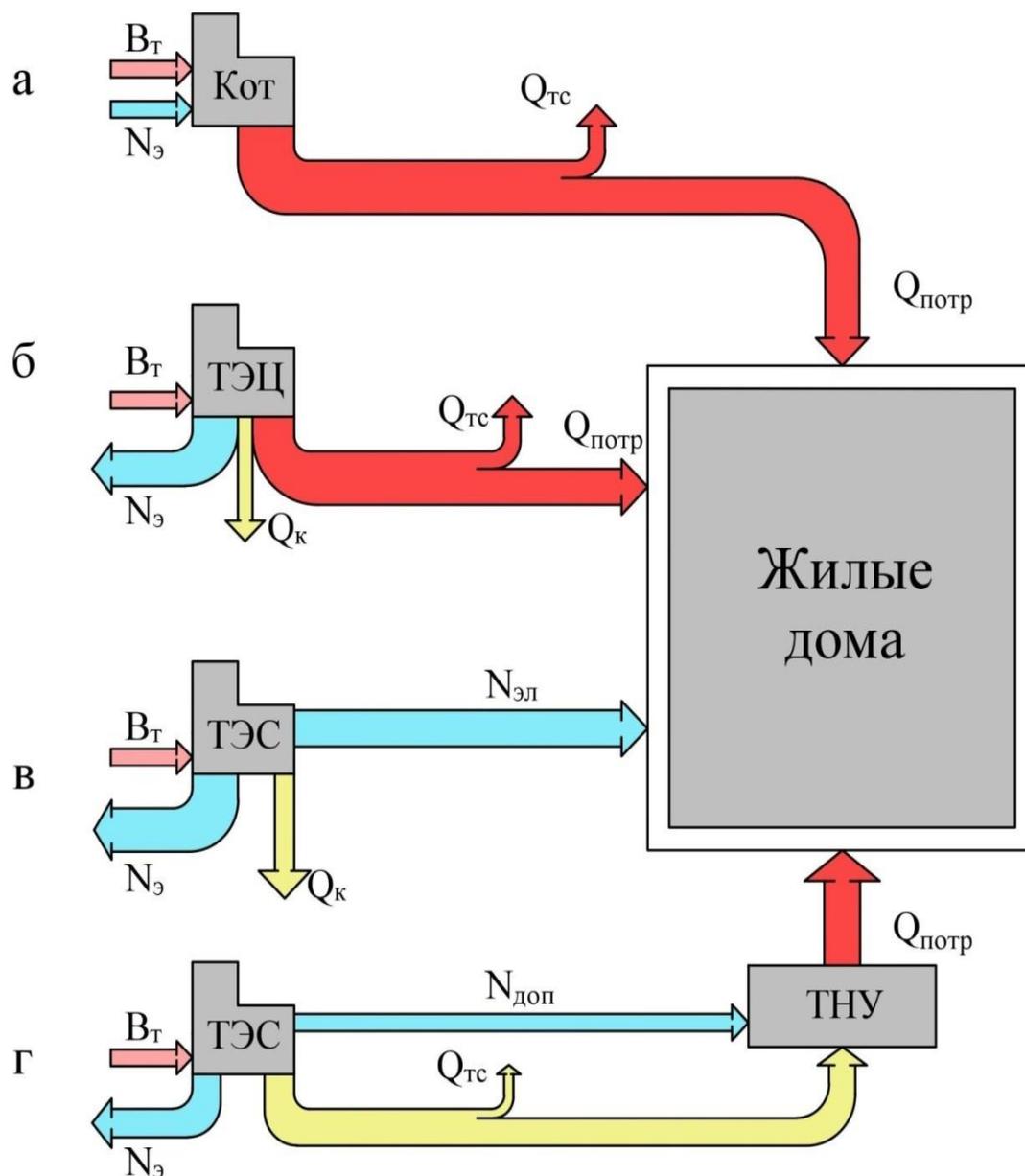


Рис.6.2. Схема энергетических потоков, подводимых в системы теплоснабжения жилых зданий от различных энергоисточников:

а – подвод тепловой энергии от водогрейной котельной; б – подвод тепловой энергии от ТЭЦ; в – электрическая энергия, передаваемая в системы отопления от ТЭС ПГУ; г – использование низкопотенциальной теплоты и электрической энергии, отводимой от ТЭС ПГУ в ТНУ для формирования требуемого теплового потока

Таблица 6.1

Значения КПД отапливаемых зданий, регулирования распределения тепловой нагрузки, транспортных коммуникаций и источников теплоснабжения

Тип источника энергоснабжения	Котельная	ТЭЦ	ТЭС ПГУ	ТЭС ПГУ (ТНУ)
Вид отпускаемой энергии	Тепловая (сетевая вода 150-110 °С) варианта	Тепловая (сетевая вода 150-110 °С) вариантб	Электрическая энергия вариантв	Низкотемпературный теплоноситель и электрическая энергия вариантг
КПД зданий - $\eta_{зд}$	0,6	0,6	0,6	0,6
КПД регулирования распределения энергии по абонентам - $\eta_{рас}$	0,7	0,7	0,98	0,98
КПД транспорт. коммуникаций - $\eta_{тр}$	0,9	0,9	0,95	0,93
КПД источника теплоснабжения - $\eta_{ист}$	0,8	0,75	0,55	0,78
КПД централизованной системы теплоснаб. - $\eta_{сцт}$	0,302	0,283	0,307	0,426

На рис.6.3 представлена сравнительная диаграмма КПД СЦТ при использовании различных видов энергии, генерируемых в различных источниках теплоснабжения.

Определим расходы топлива (6.14), затрачиваемого на производство необходимой для работы систем отопления энергии, генерируемой в различных источниках, имеющего теплоту сгорания 30000 кДж/кг. В табл 6.2 представлены результаты расчетов с указанием расходов, затрачиваемых на выработку полезной теплоты и на покрытие потерь в СЦТ.

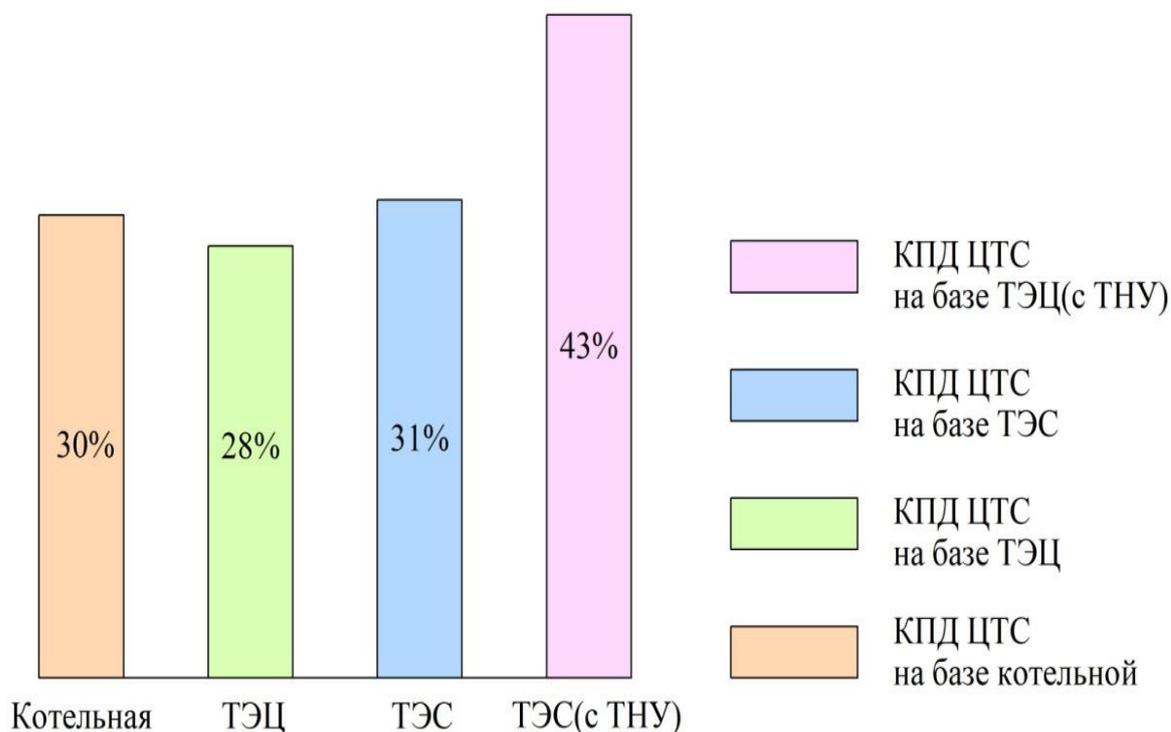


Рис.6.3. Сравнительная диаграмма КПД СЦТ при использовании различных видов энергии, генерируемых в различных источниках теплоснабжения

Таблица 6.2

Расходы топлива на выработку полезной теплоты (1000 кВт) и на покрытие потерь в СЦТ, потребляемого в различных источниках теплоснабжения (кг/с)

Расход топлива	Котельная	ТЭЦ	ТЭС ПГУ	ТЭС ПГУ (ТНУ)
B_T	0,110/100%	0,117/100%	0,108/100%	0,078/100%
$B_{\text{пол}}$	0,0333/30%	0,0333/29%	0,0333/31%	0,0333/43%
$\Delta B_{\text{Тзд}}$	0,0222/20%	0,0222/19%	0,0222/20%	0,0222/28%
$\Delta B_{\text{Трас}}$	0,0238/22%	0,0238/20%	0,00113/1,0%	0,00113/1,5%
$\Delta B_{\text{Тгр}}$	0,0088/8%	0,0088/7%	0,00298/3%	0,0042/5,5%
$\Delta B_{\text{Тист}}$	0,0219/20%	0,0289/25%	0,0486/45%	0,0171/22%

На рис. 6.4 представлена диаграмма расхода потребляемого топлива в различных источниках теплоснабжения с его процентным распределением на производство полезной теплоты, а также на покрытие потерь энергии, в здании, потерь при распределении энергии по абонентам, а также потерь при транспортировке и в источниках энергоснабжения.

Как видно из сравнительной диаграммы, расход топлива на ТЭС при использовании ТНУ в системах отопления снижается по сравнению с расходом

топлива, затрачиваемого в водогрейных котельных на нагревание сетевой воды на 29%.

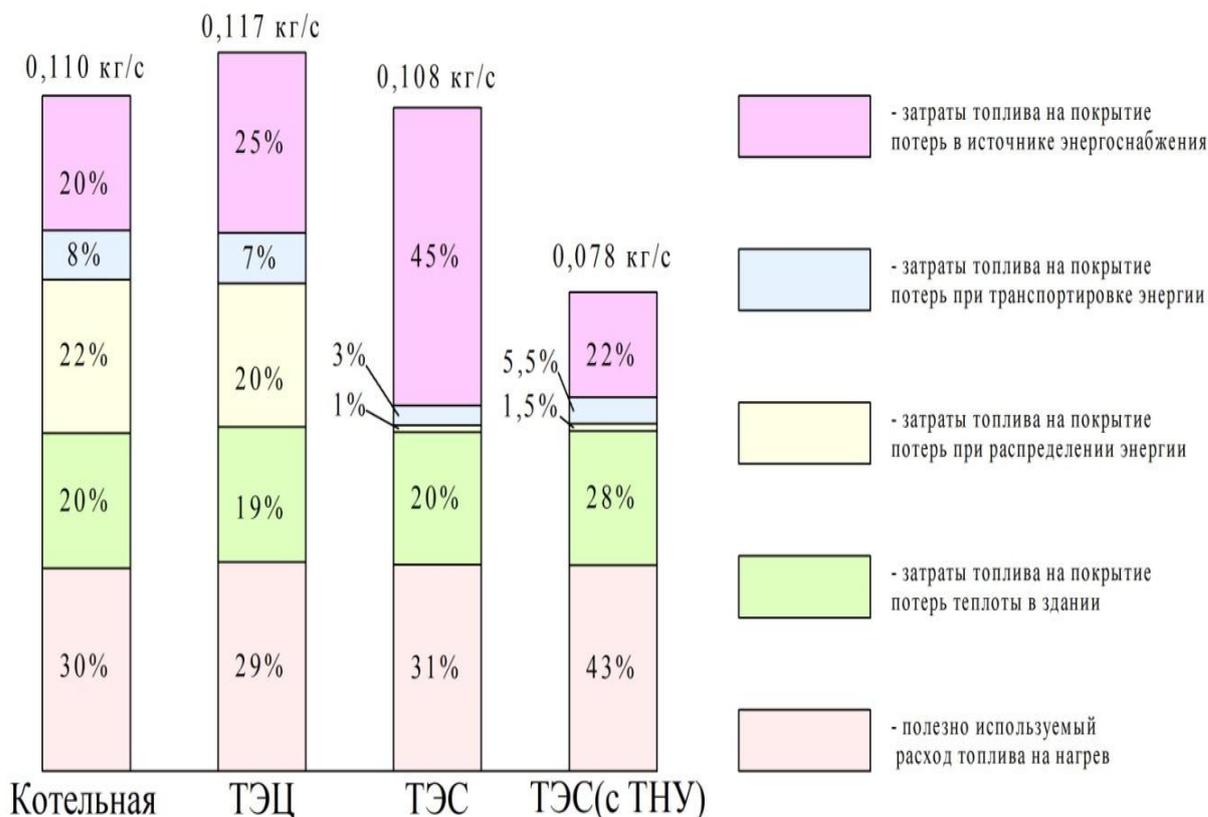


Рис. 6.4. Сравнительная диаграмма расходов потребляемого топлива в различных источниках энергоснабжения

$$\Delta B_T = \frac{B_{ТЭС} - B_{ТКОТ}}{B_{ТКОТ}} = \frac{0,110 - 0,078}{0,110} = 0,29 \text{ (29\%)}$$

Представленная методика комплексного анализа системы теплоснабжения посредством оценки эффективности её отдельных элементов представляет несомненный интерес. Как видно из приведенных диаграмм, при высоких значениях КПД водогрейных котельных основной причиной снижающей эффективность всей системы, являются тепловые сети из-за потерь энергии при транспортировке и распределении теплоносителя по абонентам. В тоже время при сравнительно низких значениях КПД ТЭС транспортировка электрической энергии по электрическим сетям и её распределение по абонентам сопровождается значительно меньшими потерями.

Использование в системах теплоснабжения низкотемпературной охлаждающей воды конденсаторов паровых турбин (как теплового отхода при производстве электрической энергии на ТЭС) наряду с вырабатываемой

электрической энергией повышает эффективность работы всей системы теплоснабжения с существенным сокращением расхода потребляемого топлива.

Применение в системах отопления комбинированной энергии приводит к снижению потерь в транспортных коммуникациях, при относительном росте потерь в отапливаемых зданиях, для компенсации которых, как показано на рис.6.4, затрачивается уже 28 % энергии сжигаемого топлива.

Еще раз следует подчеркнуть, что при проведении представленного сопоставления сравнивались системы централизованного теплоснабжения с различными источниками генерирования энергии. Переход к децентрализованным системам теплоснабжения с использованием индивидуальных котлов, устанавливаемых в отдельных квартирах или частных домах, позволяет получить максимальную экономию топлива. В этом случае исчезают потери при транспортировке теплоносителя и потери, связанные с распределением и регулированием тепловой нагрузки ($\eta_{\text{тр}} = 1,0$ и $\eta_{\text{расп}} = 1,0$).

Однако в децентрализованных системах теплоснабжения исчезает выработка электрической энергии в индивидуальных источниках. Если эта выработка осуществляется на тепловые электростанции ТЭС, то многократно увеличиваются потери энергии сжигаемого топлива в виде теплового отхода циркуляционной воды конденсаторов паровых турбин.

Контрольные вопросы

1. Из каких элементов состоит централизованная система теплоснабжения?
2. Как определяется полезно используемая теплота в системах теплоснабжения?
3. Какие виды энергии могут использоваться в системах отопления зданий и сооружений?
4. На каких источниках и какие виды энергии могут производиться для использования в системах отопления зданий?
5. Как влияют потери при транспортировке и распределении теплоносителя по абонентам на расход потребляемого топлива в источнике теплоснабжения?

Глава 7. 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.7.1 представлена схема установки, работающей по циклу Ренкина и его $T - S$ - диаграмма. 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.

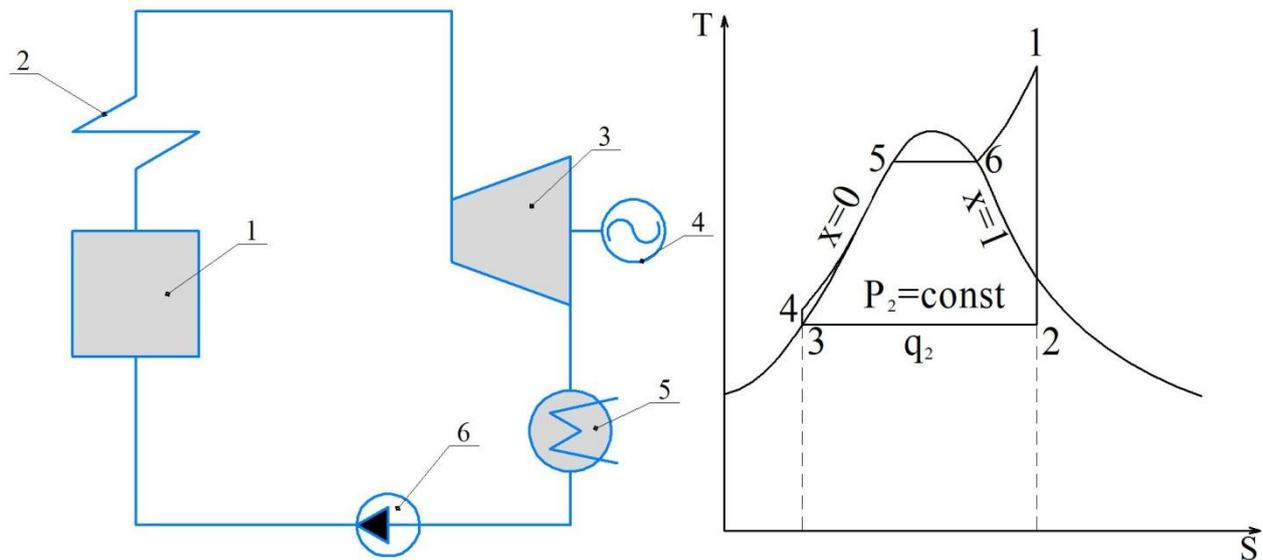


Рис.7.1. Схема паротурбинной установки, работающей по циклу Ренкина и $T - S$ -диаграмма цикла:

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

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

$$\eta_{\text{ТЭС}} = \frac{N_{\text{э}}}{B_{\text{т}} \cdot Q_{\text{п}}^{\text{н}}}, \quad (7.1)$$

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

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

Электрическая мощность паровой турбины

$$N_{\text{э}} = D_0 \cdot H_0 \cdot \eta_{oi} \cdot \eta_{\text{м}} \cdot \eta_{\text{Г}}, \quad (7.2)$$

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 её проточной части;

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

η_{Γ} – 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:

$$l_m = H_i = H_o \cdot \eta_{oi} = h_1 - h_{2д}, \quad (7.3)$$

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

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

$$B_{\Gamma} \cdot Q_p^H \cdot \eta_k = D_{пв}(h_1 - h_{пв}), \quad (7.4)$$

где η_k – КПД парогенератора;

$h_{пв} = h_2'$ (h_2' – энтальпия конденсата на выходе из конденсатора паровой турбины, соответствующая энтальпии в точке 3 (рис.7.1));

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

С учетом уравнений (7.2) и (7.4) выражение для КПД ТЭС можно представить в следующем виде:

$$\eta_{ТЭС} = \frac{N_{э} \eta_k}{B_{\Gamma} \cdot Q_p^H} = \frac{D_o \cdot H_o \cdot \eta_{oi} \cdot \eta_m \cdot \eta_{\Gamma}}{D_o (h_1 - h_2') / \eta_k}. \quad (7.5)$$

В уравнении (7.5) отношение

$$\eta_t = \frac{H_o}{h_1 - h_2'} = \frac{h_1 - h_2}{h_1 - h_2'} \quad (7.6)$$

представляет собой термический КПД цикла Ренкина.

С учетом приведенного соотношения (7.5), выражение для КПД ТЭС, работающей по циклу Ренкина, можно представить в следующем виде:

$$\eta_{ТЭС} = \eta_t \cdot \eta_{oi} \cdot \eta_m \cdot \eta_{\Gamma} \cdot \eta_k. \quad (7.7)$$

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_{oc}), 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 её 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 её 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 теплосилового установок 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.7.2 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,

$$e = h_1 - h_R. \quad (7.8)$$

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 °С, а летом 15÷20 °С. Температуру охлаждающей воды можно принимать в качестве температуры окружающей среды t_{oc} .

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

$$a_2 = h_R. \quad (7.14)$$

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

$$Q_{2-3} = D_k(h_2 - h_3), \quad (7.15)$$

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.7.3, включает в себя работоспособную теплоту, или эксергию E_{2-3} и неработоспособную теплоту, или анергию A_{2-3} :

$$Q_{2-3} = E_{2-3} + A_{2-3}. \quad (7.16)$$

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

$$A_{2-3} = D_k a_{2-3} = D_k T_{oc}(S_2 - S_3), \quad (7.17)$$

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

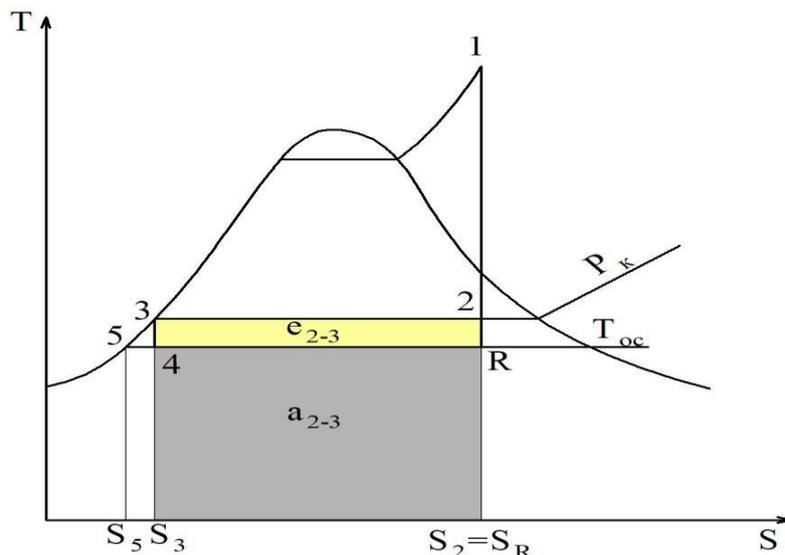


Рис.7.3. Эксергия и анергия отработавшего в турбине пара

$$E_{2-3} = D_k e_{2-3} = D_k [(h_2 - h_3) - T_{oc}(S_2 - S_3)] = D_k (T_k - T_{oc})(S_2 - S_3), \quad (7.18)$$

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.7.4. Таким образом, образуется циркуляционный контур системы охлаждения, в котором охлаждающая вода совершает замкнутый круговой процесс с переносом тепловой энергии из конденсатора в градирню.

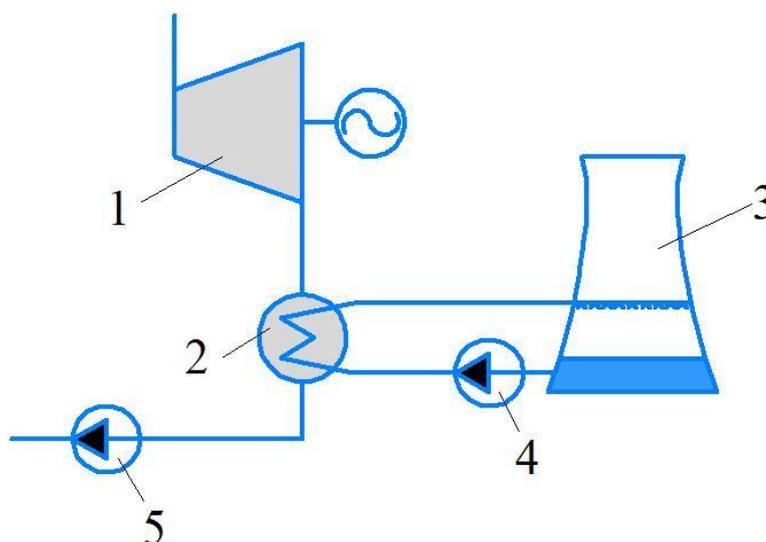


Рис.7.4. Схема охлаждения конденсатора паровой турбины с применением градирни:

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} :

$$Q_{2-3} = Q_{\text{цв}}; \quad (7.19)$$

$$D_{\text{к}}(h_2 - h_3) = G_{\text{цв}} C_{\text{р}}(t_{\text{вых}} - t_{\text{ос}}), \quad (7.20)$$

где $t_{\text{вых}}$ - 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.7.3 соответствует параметрам охлаждающей воды на входе в конденсатор.

Для использования циркуляционной воды в системах теплоснабжения необходимо повысить её температуру до требуемой величины, т. е. как минимум до температуры воды, подаваемой в отопительные приборы ($\approx 90 \div 95$ °С). 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.7.5 представлена простейшая схема ТЭЦ с противодавленческой паротурбинной установкой и сетевым подогревателем.

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

На рис.7.6 представлены $T - S$ - диаграмма цикла паротурбинной установки и $h - S$ - диаграмма процесса расширения в турбине.

Повышение давления в выхлопном патрубке турбины до величины $P_{\text{т}}$ приводит к снижению тепловой работы, совершаемой в турбине, на величину

$$\Delta H_0 = H_0 - H_{0\text{т}} = h_6 - h_2. \quad (7.21)$$

Электрическая мощность паровой турбины при этом составит

$$N_э = D_0 \cdot H_{от} \cdot \eta_{oi} \cdot \eta_m \cdot \eta_{г} , \quad (7.22)$$

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 $D_0 = D_T$.

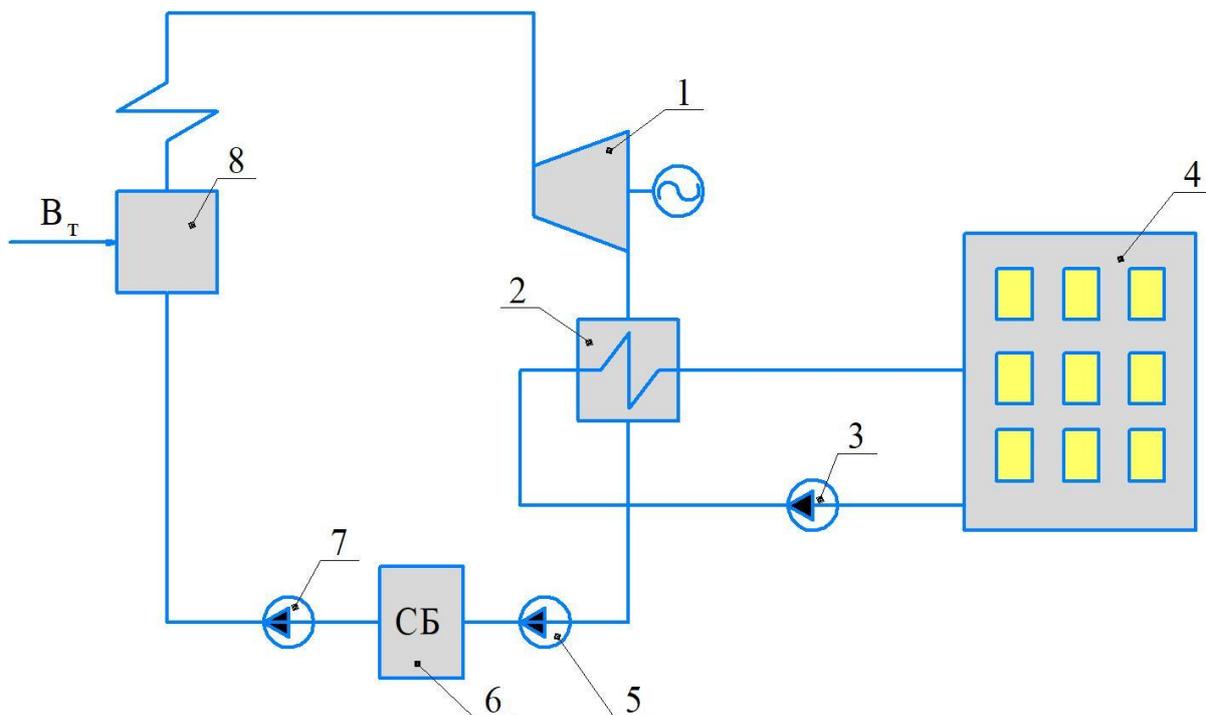


Рис.7.5. Схема простейшей ТЭЦ с противодавленческой турбиной:

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

Как видно из диаграмм на рис. 7.6, 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

$$e_{св} = h_7 - h_8. \quad (7.23)$$

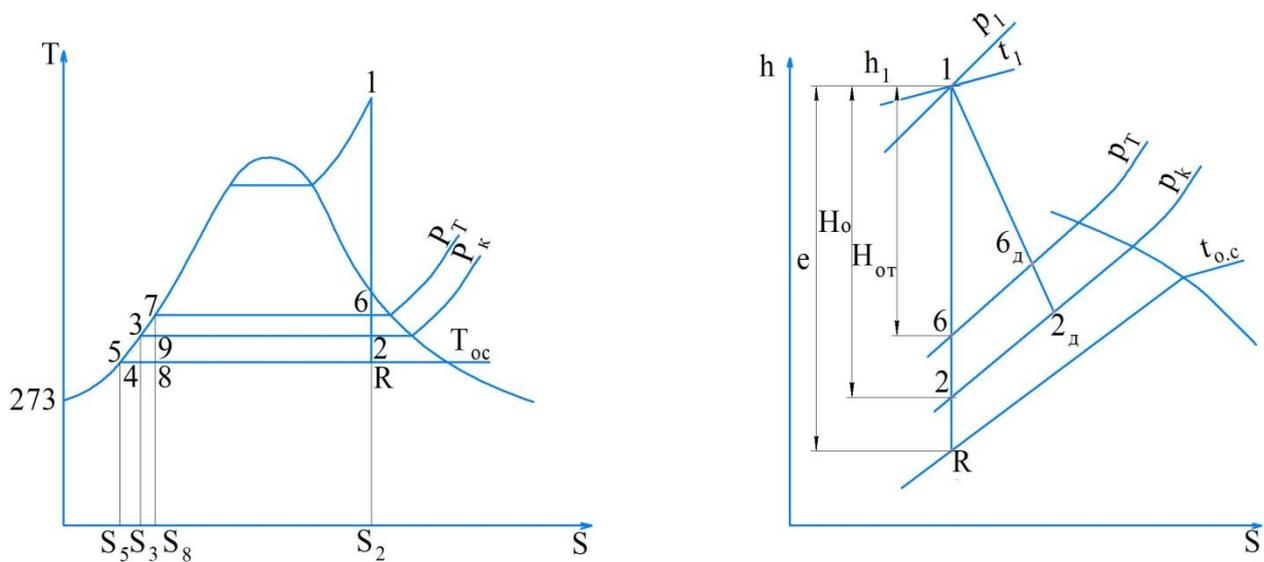


Рис.7.6. $T - S$ - диаграмма цикла паротурбинной установки и $h - S$ - диаграмма процесса расширения в турбине

Как видно $e_{св} < \Delta H_0$. 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.

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

$$G_{св} = \frac{Q_{отп}}{c_p(t_{пр} - t_{обр})}, \quad (7.24)$$

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

Уравнение теплового баланса сетевого подогревателя позволяет определить расход греющего пара D_T , необходимого для покрытия тепловой нагрузки

$$D_T = \frac{Q_{отп}}{h_T - h'_T}, \quad (7.25)$$

где h_T - теплосодержание пара, поступающего из турбины в сетевой подогреватель;

h'_T - теплосодержание конденсата на выходе из сетевого подогревателя.

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

$$B_T = \frac{D_0(h_1 - h_{пв})}{Q_p^H \cdot \eta_k}, \quad (7.26)$$

где η_k – КПД парогенератора;

$h_{пв}$ – теплосодержание питательной воды на входе в парогенератор (для схемы ТЭЦ на рис.7.5 допустимо принимать $h_{пв} = h'_T$);

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):

$$\eta_{\text{кит}} = \frac{N_{\text{э}} + Q_{\text{отп}}}{B_T Q_p^H}. \quad (7.27)$$

Так как в числителе уравнения (7.27) 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:

$$\eta_{\text{экс}} = \frac{N_{\text{э}} + L_{\text{св}}}{B_T Q_p^H}. \quad (7.28)$$

На ТЭЦ с противодавленческими турбинами выработка электрической энергии полностью зависит от потребности коммунальных предприятий в тепловой энергии $Q_{\text{отп}}$. В летний период отсутствие отопительной нагрузки коммунальных потребителей делает невозможным эксплуатацию паротурбинных ТЭЦ с такими турбинами. В этом случае более предпочтительным является установка на ТЭЦ конденсационных теплофикационных турбин типа «Т», имеющих регулируемый теплофикационный отбор пара при давлении 0,012 МПа.

На рис.7.7 представлена тепловая схема ТЭЦ с теплофикационной турбиной. В летний период в отсутствие отопительных нагрузок пар из теплофикационного отбора используется только для покрытия нагрузки ГВС и поэтому отбирается в ограниченном количестве. Основная доля парового потока поступает в конденсатор.[4]

В зимний период осуществляется максимальный отбор пара на сетевой подогреватель из теплофикационного отбора, а в конденсатор поступает минимальный расход пара.

Деаэратор в представленной схеме является регенеративным подогревателем смешивающего типа, выполняющим функции дегазатора питательной воды. В нем осуществляется выделение кислорода и углекислого газа, вызывающих активную коррозию трубопроводов.

Применительно для рассматриваемой схемы ТЭЦ расход питательной воды, поступающей в котел, складывается из следующих величин:

$$D_d + D_k + D_{сп} = D_{пв} , \quad (7.29)$$

где D_d – расход пара в деаэратор из теплофикационного отбора;

D_k – расход конденсата из конденсатора турбины;

$D_{сп}$ – расход конденсата из сетевого подогревателя;

$D_{пв}$ – расход питательной воды (допустимо считать, что $D_{пв} = D_o$).

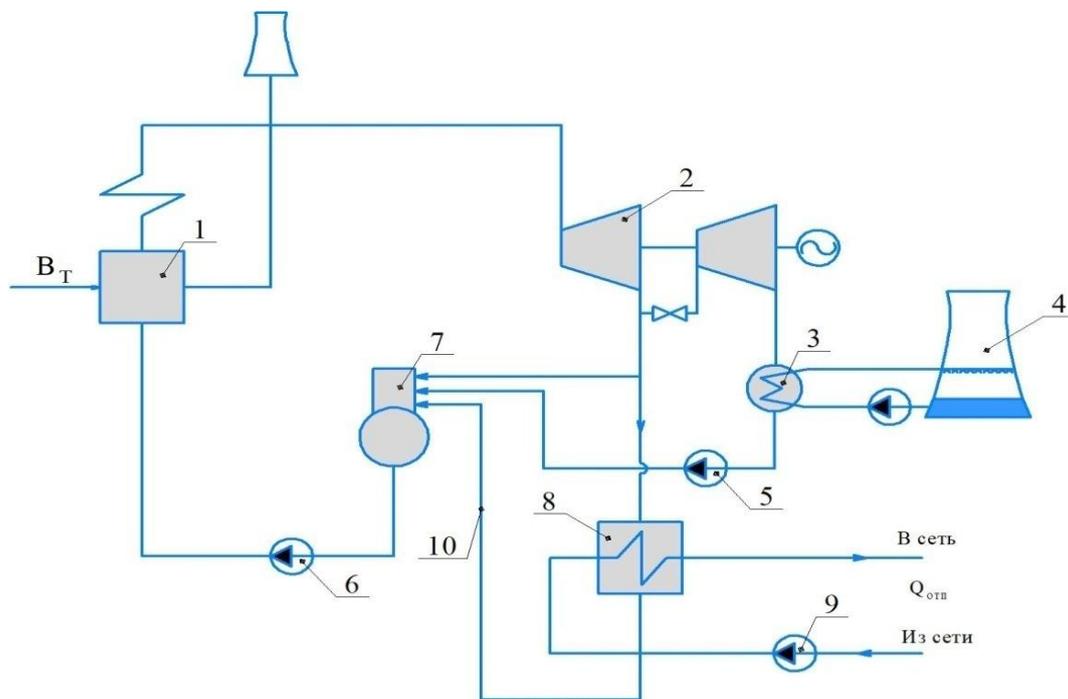


Рис.7.7. Принципиальная схема ТЭЦ с теплофикационной турбиной:

1 – парогенератор; 2 – паровая теплофикационная турбина; 3 – конденсатор; 4 – градирня; 5 – конденсатный насос; 6 – питательный насос; 7 – деаэратор; 8 – сетевой подогреватель; 9 – сетевой насос; 10 – трубопровод подачи конденсата из сетевого подогревателя в деаэратор

Уравнение теплового баланса деаэратора

$$D_d \cdot h_d + D_k \cdot h_k + D_{сп} \cdot h_{сп} = D_{пв} \cdot h_{пв}, \quad (7.30)$$

где h_d – теплосодержание пара в теплофикационном отборе;

h_k – теплосодержание конденсата, выходящего из конденсатора паровой турбины;

$h_{сп}$ – теплосодержание конденсата, выходящего из сетевого подогревателя;

$h_{пв}$ – теплосодержание питательной воды, соответствующее теплосодержанию кипящей воды при давлении в деаэраторе (в данном случае $h_{пв} = h_{сп}$).

Для определения мощности и параметров пара в регулируемом отборе строится процесс расширения пара в турбине с использованием известных значений внутреннего относительного КПД проточной части.

Процесс расширения пара в проточных частях высокого (ЧВД) и низкого (ЧНД) давления теплофикационной турбины «Т» представлен на рис.7.8.

Потери давления в регулирующем клапане на входе в проточную часть $\Delta P_{рег}$ и потери в регулирующей диафрагме отбора ΔP_d допустимо принять равными 5 % от давления острого пара и пара в теплофикационном отборе:

$$P_1' = P_1 - 0,05P_1 ; \quad (7.31)$$

$$P_T' = P_T - 0,05P_T . \quad (7.32)$$

Мощность паровой турбины, состоящей из ЧВД и ЧНД, целесообразно определять отдельно для каждой из частей.

Мощность ЧВД

$$N_{эчвд} = D_o(h_1 - h_2)\eta_{oi}\eta_m\eta_\Gamma , \quad (7.33)$$

где D_o – расход пара в ЧВД.

Мощность ЧНД

$$N_{эчнд} = (D_o - D_{сп} - D_d)(h_{2т} - h_3)\eta_{oi}\eta_m\eta_\Gamma , \quad (7.34)$$

где $D_o - D_{сп} - D_d$ - расход пара в ЧНД.

Мощность паровой турбины

$$N_\Sigma = N_{эчвд} + N_{эчнд} . \quad (7.35)$$

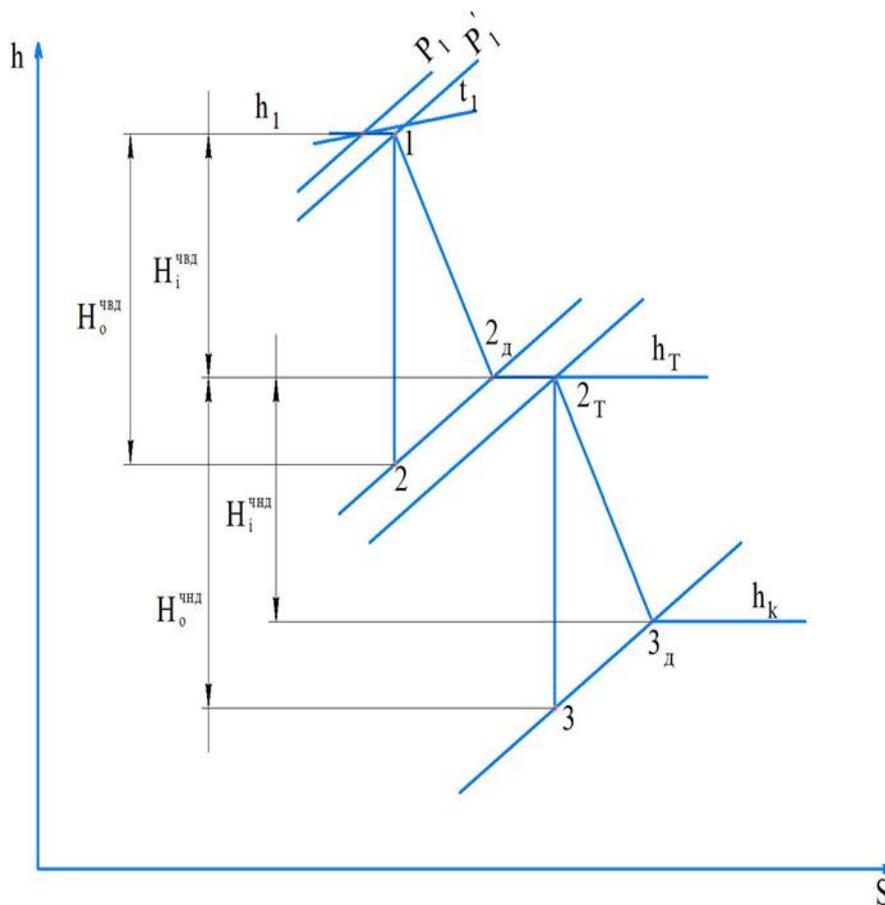


Рис.7.8. Процесс расширения пара в турбине с регулируемым отбором в $h-s$ - диаграмме

Контрольные вопросы

1. Можно ли принять располагаемый теплоперепад, сбрасываемый 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 8. ПРОИЗВОДСТВО ЭЛЕКТРИЧЕСКОЙ И ТЕПЛОВОЙ ЭНЕРГИИ НА ГАЗОТУРБИННОЙ И ПАРОГАЗОВОЙ ТЭС И ТЭЦ

Отличительной особенностью современного этапа развития энергетики является широкое применение газотурбинных установок в источниках генерирования электрической и тепловой энергии.

Принцип действия газотурбинной установки основан на преобразовании тепловой работы продуктов сгорания газообразного или жидкого топлива в механическую работу, совершаемую в газовой турбине.

Процесс сжигания топлива осуществляется в камерах сгорания малого объема, что делает газотурбинные установки компактными с низкой металлоемкостью. Температура продуктов сгорания или рабочего тела перед газовой турбиной достигает 1200 °С и выше, что существенно повышает термодинамическую эффективность использования сжигаемого топлива.

На рис.8.1 представлены простейшая схема и идеальный цикл газотурбинной установки в Т-S- диаграмме.

ГТУ работает следующим образом. Очищенный атмосферный воздух попадает в воздухозаборник, откуда он поступает в компрессор, в котором происходит адиабатический (изоэнтروпийный) процесс сжатия 1-2. Далее сжатый воздух поступает в камеру сгорания, в которую непрерывно подводится и сжигается топливо. В Т-S - диаграмме подвод теплоты в цикле ГТУ изображается отрезком 2-3. Далее продукты сгорания поступают в газовую турбину, в которой расширяются по адиабате 3-4, совершая полезную работу цикла ГТУ. Значительная часть полезной работы расходуется на привод компрессора, располагаемого на одном валу с газовой турбиной.

В реальных условиях процессы сжатия в компрессоре и расширения в газовой турбине сопровождаются внутренними потерями, величина которых оценивается внутренними относительными КПД газовой турбины и компрессора. Действительный процесс сжатия воздуха в Т-S диаграмме представлен отрезком 1-2д, действительный процесс расширения отрезком 3-4д.

Развиваемая мощность на валу газотурбинной установки

$$N_{\text{ГТУ}} = N_{\text{ГТ}} - N_{\text{К}} = G_{\text{Г}} \cdot L_{\text{Т}} \cdot \eta_{\text{oiГ}} - \frac{G_{\text{В}} \cdot L_{\text{К}}}{\eta_{\text{oiК}}}, \quad (8.1)$$

где $G_{\text{Г}}, G_{\text{В}}$ - расход рабочего газа, выходящего из камеры сгорания и воздуха, сжимаемого в компрессоре;

$L_{\text{Т}}, L_{\text{К}}$ - теоретическая работа расширения газа в газовой турбине и теоретическая работа сжатия воздуха в компрессоре;

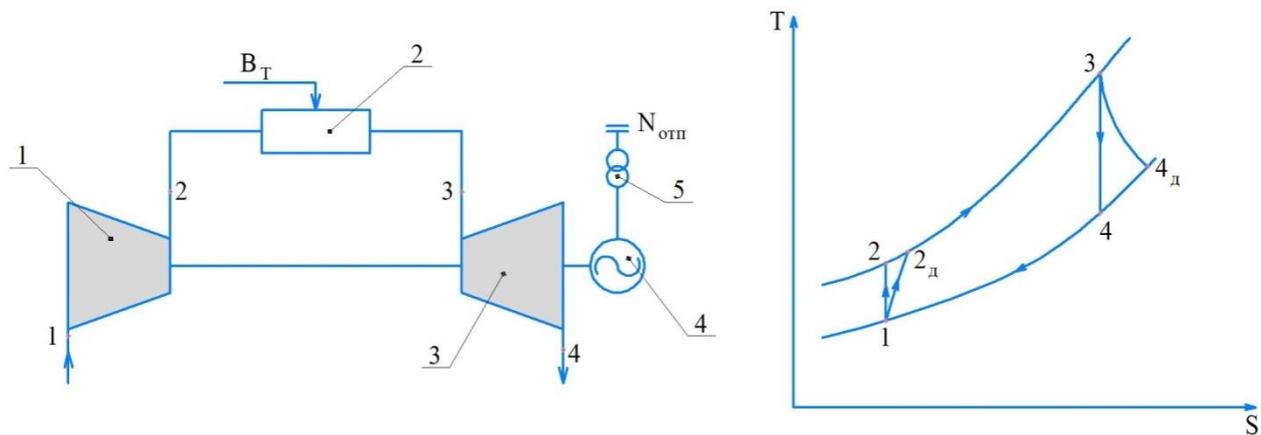


Рис.8.1. Тепловая схема и цикл ГТУ в T-S диаграмме

1 – компрессор; 2 – камера сгорания; 3 – газовая турбина; 4 – генератор; 5 - трансформатор

η_{oiT}, η_{oiK} – внутренние относительные КПД газовой турбины и компрессора.

Как известно, работа L_K при адиабатическом сжатии может быть определена из следующего выражения:

$$L_K = C_{pB}(T_2 - T_1) = C_{pB}T_1[\pi_K^m - 1], \quad (8.2)$$

где $\pi_K = \frac{P_2}{P_1}$ - степень повышения давления в компрессоре;

P_1 – давление во всасывающей трубке компрессора;

P_2 – давление в нагнетательной трубке компрессора;

T_1 – температура воздуха перед компрессором (принимается);

T_2 – температура воздуха за компрессором при изоэнтропийном процессе сжатия;

C_{pB} – теплоемкость воздуха;

$m = \frac{k-1}{k}$ – показатель степени ($k=1,4$ – показатель адиабаты).

$$L_T = C_{pT}(1 + \beta)(T_3 - T_4), \quad (8.3)$$

где $\beta \approx 0,01 \div 0,02$ – коэффициент, учитывающий массу топлива, поступившую в цикл ГТУ при сжигании топлива в камере сгорания;

C_{pT} – теплоемкость продуктов сгорания;

T_3 – температура газа на входе в газовую турбину;

T_4 - температура газа на выходе из газовой турбины.

Теоретическую температуру воздуха на выходе из компрессора и теоретическую температуру газа на выходе из газовой турбины можно определить из соотношения для изоэнтروпных процессов сжатия и расширения:

$$\left(\frac{P_2}{P_1}\right)^m = \frac{T_2}{T_1}, \left(\frac{P_3}{P_4}\right)^m = \frac{T_3}{T_4}. \quad (8.4)$$

Значения действительных температур газа на выходе из компрессора $T_{2д}$ и газовой турбины $T_{4д}$ можно найти из выражений для определения внутреннего относительного КПД этих машин:

$$\eta_{oiк} = \frac{T_2 - T_1}{T_{2д} - T_1}, \eta_{oiт} = \frac{T_3 - T_{4д}}{T_3 - T_4}. \quad (8.5)$$

Процесс обратимого адиабатного расширения газа в газовой турбине заканчивается в точке 4, т. е. при достижении рабочим телом механического равновесия с окружающей средой, которое достигается при равенстве давлений рабочего тела и окружающей среды. Однако рабочее тело не достигает термического равновесия с окружающей средой, так как температура газа на выходе из турбины значительно превышает температуру окружающей среды. Это указывает на то, что отработанные в турбине газы обладают значительным запасом работоспособной энергии, или эксергии, способной совершить тепловую работу в системах теплоснабжения.

Возможны следующие варианты использования работоспособной энергии, содержащейся в газах, отработанных в турбине, с образованием таких источников энергоснабжения, как:

1. ТЭЦ ГТУ с водогрейным котлом-утилизатором.
2. Парогазовые ТЭС или ТЭЦ (ТЭС ПГУ или ТЭЦ ПГУ) с паровым котлом-утилизатором, паротурбинной установкой и сетевым подогревателем.

В первом варианте теплота, утилизируемая в водогрейных котлах, полностью используется для нагревания сетевой воды систем теплоснабжения.

На рис.8.2 представлены тепловая схема ТЭЦ ГТУ с водогрейным котлом-утилизатором и T-S - диаграмма цикла ГТУ.

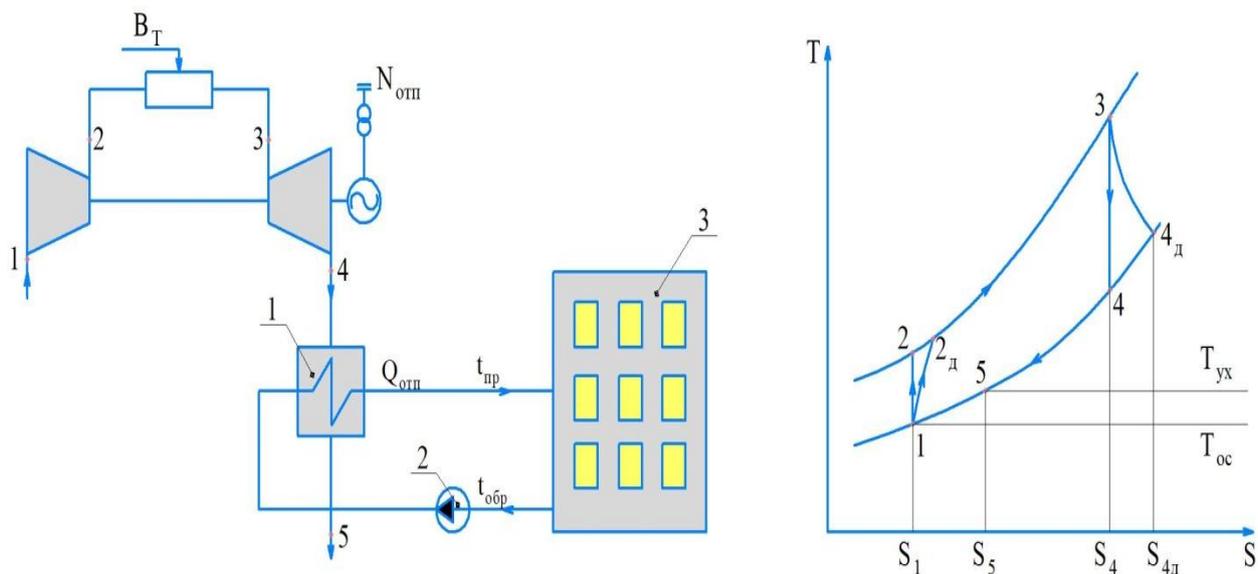


Рис.8.2. Тепловая схема ТЭЦГТУ с водогрейным котлом-утилизатором и T-S диаграмма цикла ГТУ

1- водогрейный котел-утилизатор; 2 – сетевой насос; 3 – жилые дома

Температура в точке 5 соответствует температуре удаляемых в дымовую трубу газов и, как правило, поддерживается на таком уровне, который предотвращает кислотную коррозию поверхностей нагрева котла утилизатора.

При этом потери тепловой энергии, изображаемые площадью под линией процесса 5-1, составляют 7 ÷ 8 % энергии сжигаемого топлива.

Уравнение теплового баланса подогревателя сетевой воды (котла-утилизатора) при известной величине отпускаемой теплоты $Q_{отп}$ позволяет рассчитать расход газообразных продуктов G_T , поступающих из газовой турбины:

$$G_T \cdot C_{pg} \cdot (T_{4d} - T_{ух}) \eta_{ку} = G_{св} \cdot C_p \cdot (t_{пр} - t_{обр}) = Q_{отп}, \quad (8.6)$$

где $\eta_{ку}$ – КПД котла-утилизатора ($\eta_{ку} = 0,98$).

Расход топлива B_T определяется из уравнения теплового баланса камеры сгорания

$$G_B \cdot C_{pв} \cdot (T_3 - T_{2д}) = B_T \cdot Q_p^H \cdot \eta_{кс}, \quad (8.7)$$

где $\eta_{кс}$ – КПД камеры сгорания ($\eta_{кс} = 0,98$).

Эффективность ТЭЦ ГТУ оценивается величиной коэффициента полезного использования топлива, эксергетическим КПД и удельным расходом топлива на суммарное производство электрической и тепловой энергии, рассчитываемыми по следующим соотношениям:

$$\eta_{\text{КИТ}} = \frac{N_{\text{ГТУ}} + Q_{\text{отп}}}{B_{\text{T}} Q_{\text{p}}^{\text{H}}}, \quad (8.8)$$

$$\eta_{\text{ЭКС}} = \frac{N_{\text{ГТУ}} + L_{\text{СВ}}}{B_{\text{T}} Q_{\text{p}}^{\text{H}}}, \quad (8.9)$$

$$b_{\text{T}} = \frac{B_{\text{T}}}{N_{\text{ГТУ}} + Q_{\text{отп}}} = \frac{3600}{Q_{\text{p}}^{\text{H}} \cdot \eta_{\text{КИТ}}}. \quad (8.10)$$

Если направить газообразные продукты сгорания, отработанные в газовой турбине, в паровой котел, то генерируемый пар может использоваться в цикле паротурбинной установки для дополнительной выработки только электрической энергии (вариант парогазовой ТЭС), а также дополнительной выработки электрической и тепловой энергии (вариант парогазовой ТЭЦ).

На рис.8.3 представлена принципиальная схема ТЭЦ ПГУ с паровой теплофикационной турбиной, имеющей регулируемый отбор пара при давлении 0,12 МПа, используемый для подогрева сетевой воды.

Выработка электрической энергии, отпускаемой от ТЭЦ ПГУ, осуществляется в двух электрогенераторах, приводимых во вращение газовой и паровой турбинами:

$$N_{\text{ПГУ}} = N_{\text{ГТУ}} + N_{\text{ПТУ}}. \quad (8.11)$$

Паровой котел-утилизатор работает на отработанных в газовой турбине продуктах сгорания без дополнительного сжигания топлива. Расход газообразных продуктов сгорания также, как и в предыдущем случае, определяется из уравнения теплового баланса парового котла-утилизатора:

$$G_{\text{T}} \cdot C_{\text{pг}} \cdot (T_{4\text{д}} - T_{\text{ух}}) \eta_{\text{ку}} = D_0 \cdot (h_0 - h_{\text{пв}}), \quad (8.12)$$

где D_0 – расход пара, генерируемого в котле-утилизаторе;

h_0 – энтальпия перегретого пара на выходе из котла-утилизатора;

$h_{\text{пв}}$ – энтальпия питательной воды на входе в котел-утилизатор.

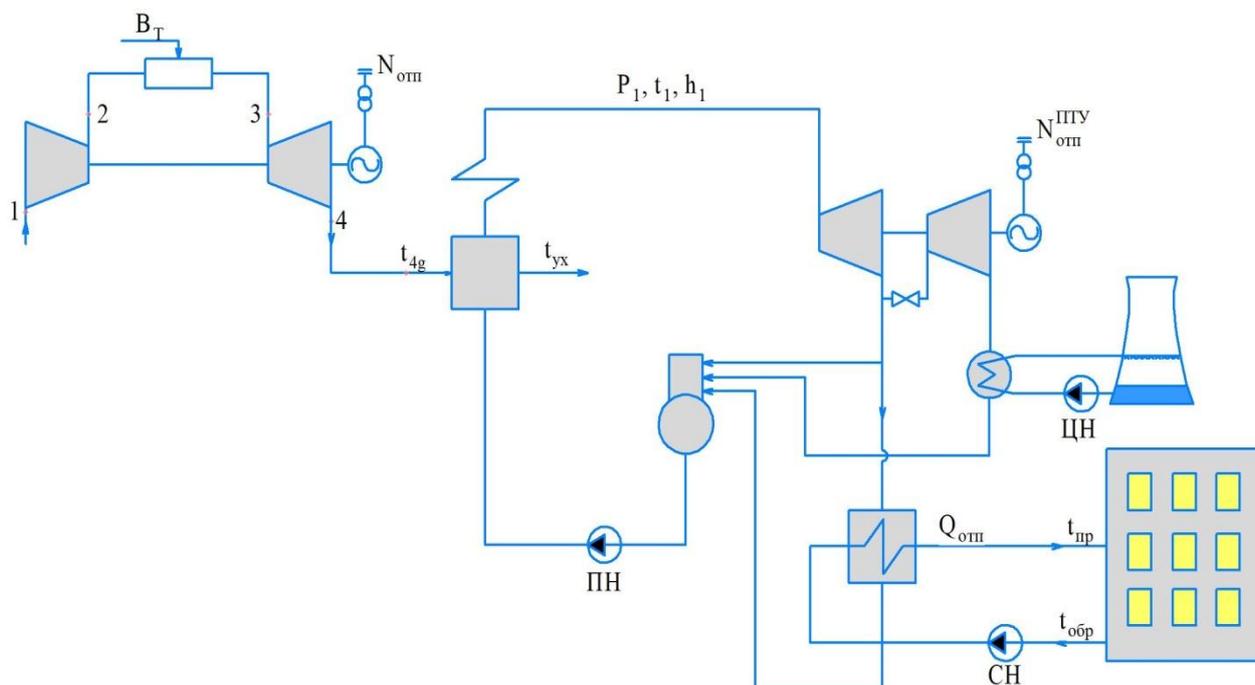


Рис.8.3. Схема ТЭЦ ПГУ с теплофикационной турбиной

Работа котла-утилизатора должна обеспечить необходимые температурные напоры в точках их минимальных значений, как показано на схеме и его температурном графике (рис.8.4).

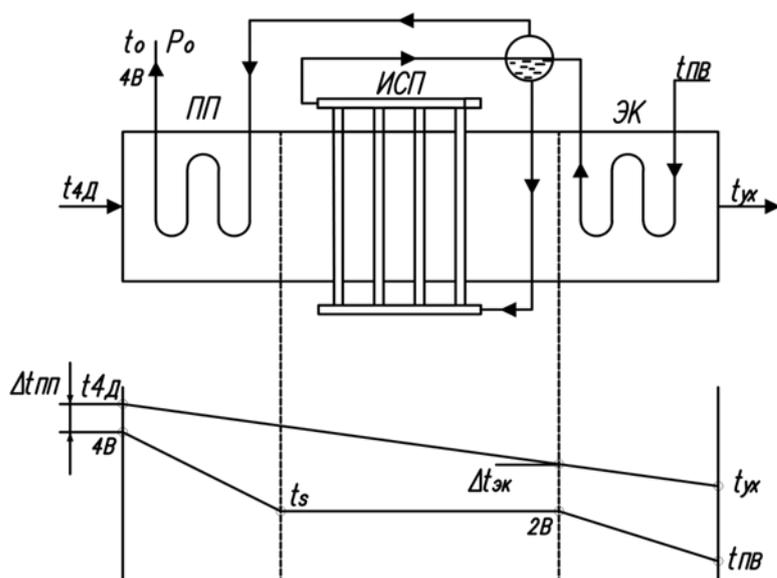


Рис.8.4. Принципиальная схема котла-утилизатора и график изменения температур газа и воды в его элементах

Как видно из графика, минимальные температурные напоры имеют место в точках 2В и 4В. Температурный напор в точке 2В представляет собой разность между температурой газа на данном участке котла-утилизатора и температурой насыщения воды при давлении острого пара и принимается

равной $\Delta t_{ЭК} = 10 \div 15 \text{ }^\circ\text{C}$. В некоторых случаях данный температурный напор может иметь и большие значения.

Температурный напор в точке 4В определяется как разность между температурой газа на входе в котел-утилизатор и температурой перегретого пара на выходе из пароперегревателя и принимается равным $\Delta t_{ПП} = t_{4Д} - t_o = 40 \div 50 \text{ }^\circ\text{C}$. Снижение $\Delta t_{ПП}$ приводит к значительному увеличению поверхности пароперегревателя.

Эффективность ТЭЦ ПГУ также оценивается величиной коэффициента полезного использования топлива, эксергетическим КПД и удельным расходом топлива на суммарное производство электрической и тепловой энергии, рассчитываемыми по следующим соотношениям:

$$\eta_{\text{КИТ}} = \frac{N_{\text{ПГУ}} + Q_{\text{отп}}}{B_{\text{T}} Q_{\text{p}}^{\text{H}}}; \quad (8.13)$$

$$\eta_{\text{ЭКС}} = \frac{N_{\text{ПГУ}} + L_{\text{СВ}}}{B_{\text{T}} Q_{\text{p}}^{\text{H}}}; \quad (8.14)$$

$$b_{\text{T}} = \frac{B_{\text{T}}}{N_{\text{ПГУ}} + Q_{\text{отп}}} = \frac{3600}{Q_{\text{p}}^{\text{H}} \cdot \eta_{\text{КИТ}}}. \quad (8.15)$$

На рис.8.5 показана сравнительная диаграмма значений эксергетического КПД различных энергоисточников, приведенная в работе [5]. Светлые прямоугольники характеризуют прирост эксергетического КПД за счет эксергии теплоты, выносимой из источника с потоком сетевой воды.

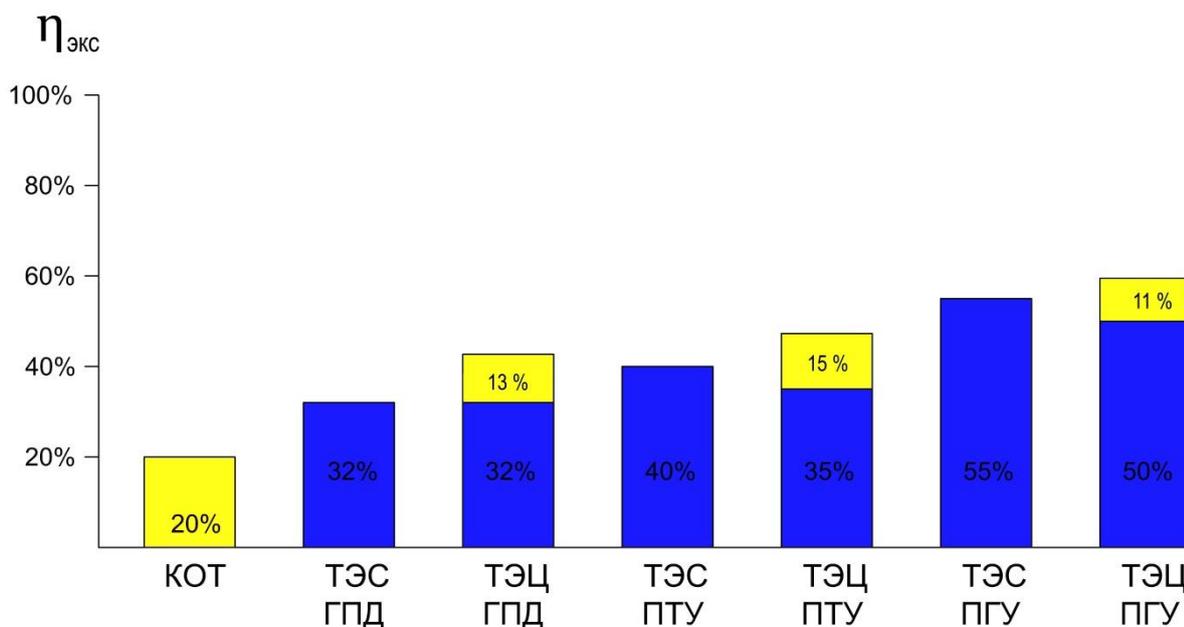


Рис.8.5. Сравнительная диаграмма примерных значений эксергетического КПД различных источников энергоснабжения

Как видно из диаграммы, доля выработанной электрической энергии в определении эксергетического КПД значительно превышает долю эксергии теплового потока. Эксергетический КПД ТЭЦ ПГУ достигает максимального значения – $60 \div 65$ %, в то же время эксергетический КПД ТЭЦ ПГУ составляет всего лишь 50 %. Самый низкий эксергетический КПД на уровне $20 \div 30$ % имеют водогрейные котельные. Достаточно объективную оценку эффективности источника энергоснабжения можно получить, сравнивая удельные расходы топлива, затрачиваемые на производство требуемых видов энергии, производимых в источниках энергоснабжения.

Контрольные вопросы

1. Почему на выходе из газовой турбины отработавшее газообразное рабочее тело имеет столь высокую температуру ($500 \div 600$ °C)?
2. Каким образом может быть использована тепловая энергия, выносимая рабочим телом из газовой турбины?
3. Какие примерные значения электрического КПД имеют паротурбинная и парогазовая ТЭС?
4. Какой источник энергоснабжения ТЭС ПГУ или ТЭЦ ПГУ будет иметь более высокий электрический КПД при одинаковом расходе потребляемого топлива?
5. Какой процент мощности, развиваемой газовой турбиной, затрачивается на привод осевого компрессора?

Глава 9. ВЫБОР ИСТОЧНИКА ЦЕНТРАЛИЗОВАННОГО ТЕПЛОСНАБЖЕНИЯ

Базовым критерием при выборе источника теплоснабжения может быть величина расхода потребляемого топлива, используемого для производства необходимых видов энергии, применение которых в системах отопления обеспечивают требуемый температурный режим в отапливаемых зданиях. С этой целью воспользуемся уравнением (6.14.), переписав его в аналогичном виде:

$$B_T = \frac{Q_{\text{пол}}}{Q_p^n \eta_{\text{ист}} \eta_{\text{тр}} \eta_{\text{рас}} \eta_{\text{зд}}}. \quad (9.1)$$

Из данного уравнения следует, что только высокая эффективность всех составляющих звеньев централизованной системы теплоснабжения обеспечат минимальный расход топлива.

Для подтверждения этого рассмотрим работу централизованного теплоснабжения на базе крупной водогрейной котельной (ВК). Источник на базе современных водогрейных котлов может иметь высокий КПД, однако выработанная в больших количествах тепловая энергия неэффективно транспортируется и распределяется по многочисленным абонентам, что приводит к повышенным расходам потребляемого топлива. Необходимо признать, что системы централизованного теплоснабжения на базе крупных водогрейных котельных являются крайне неэффективными и ресурсозатратными.

Переход на децентрализованные системы теплоснабжения, например, с крышными котельными или индивидуальными котлами, установленными в каждой квартире жилого дома, ликвидирует потери, связанные с транспортировкой и распределением теплоносителя и значительно снижает расход потребляемого топлива.

Однако признать повсеместный переход на такие системы теплоснабжения целесообразным и необходимым также нельзя, так как в этом случае должен быть ликвидирован самый экономичный способ комбинированной выработки электрической энергии на тепловом потреблении, осуществляемый на ТЭЦ.

Сопоставим энергетическую эффективность таких источников теплоснабжения, как водогрейная котельная и, например, паротурбинная ТЭЦ с противоугонной турбиной. При одном и том же расходе потребляемого топлива количество тепловой энергии, получаемой в ВК, $Q_{\text{ВК}}$ будет равно суммарному количеству электрической энергии, генерируемой в турбинах $N_{\text{ТЭЦР}}$ и теплоте, получаемой в пароводяном сетевом подогревателе из отработанного в турбине пара $Q_{\text{ТЭЦР}}$. Для упрощения сопоставления не будем принимать в расчет расход топлива, затрачиваемый на производство электрической энергии, потребляемой в котельной.

Считая, что универсальная электрическая энергия может быть полностью преобразована в теплоту, используемую для непосредственного нагрева воздуха в отапливаемых помещениях, можно записать следующее равенство:

$$Q_{\text{ВК}} \approx N_{\text{ТЭЦР}} + Q_{\text{ТЭЦР}}. \quad (9.2)$$

Откуда следует, что КПД ВК и КПД ТЭЦ с турбинами «Р» имеют близкие значения:

$$\eta_{\text{ВК}} = \frac{Q_{\text{ВК}}}{B_{\text{T}}Q_{\text{P}}^{\text{H}}} \approx \eta_{\text{ТЭЦР}} = \frac{N_{\text{ТЭЦР}} + Q_{\text{ТЭЦР}}}{B_{\text{T}}Q_{\text{P}}^{\text{H}}}. \quad (9.3)$$

КПД ТЭЦ с установкой конденсационных теплофикационных турбин ($\eta_{\text{ТЭЦТ}}$) будет ниже, чем КПД водогрейной котельной ($\eta_{\text{ВК}} > \eta_{\text{ТЭЦТ}}$), так как появятся потери теплоты в конденсаторе паровых турбин.

В связи с широким распространением в энергетике РФ тепловых электрических станций, работающих по парогазовому циклу (ТЭЦ ПГУ), особого внимания заслуживает вопрос об условиях их эффективного применения в качестве источников комбинированной энергии, с использованием генерируемой теплоты в централизованных системах теплоснабжения.

На рис. 9.1 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).

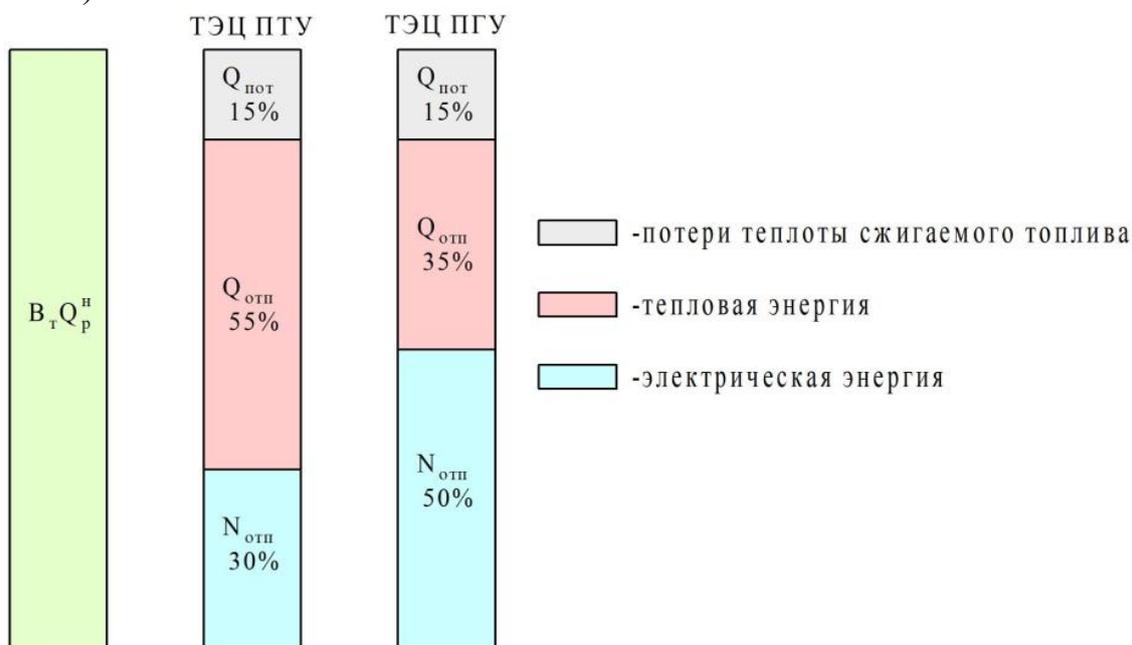


Рис.9.1. Диаграмма затрат энергии сжигаемого топлива на производство электрической и тепловой энергии на ТЭЦ ПТУ и ТЭЦ ПГУ

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:

$$N_{\text{эпту}} + Q_{\text{истпту}} \approx N_{\text{эпгу}} + Q_{\text{истпгу}} \cdot \quad (9.4)$$

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 существования централизованной системы теплоснабжения ввод в строй новых ТЭЦ ПГУ приводит к относительному сокращению выработки столь востребованной тепловой энергии.

Рассмотрим это на следующем примере. Расчетное значение потребности жилого района в электрической энергии составляет $N_{\text{эп}}$. В качестве альтернативных источников будем рассматривать ТЭЦ ПТУ и ТЭЦ ПГУ. Как указывалось выше, 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.

На рис.9.2 представлена схема выработки одного и того же количества электрической и тепловой энергии на ТЭЦ ПТУ и ТЭЦ ПГУ с дополнительно пристраиваемой водогрейной котельной.

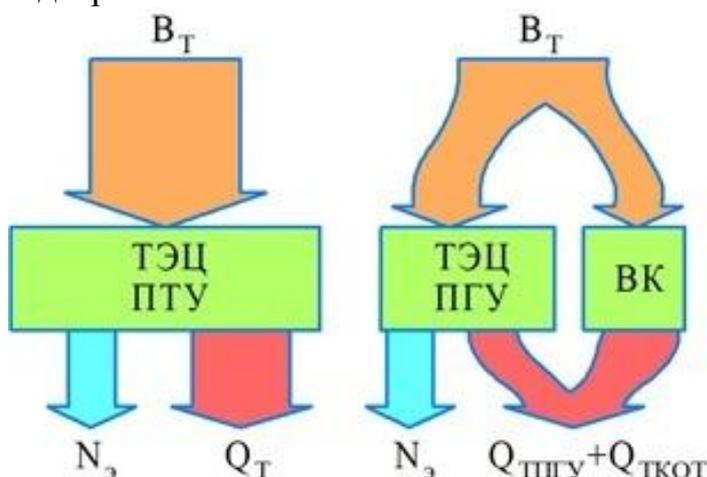


Рис.9.2. Схема выработки одного и того же количества электрической и тепловой энергии на ТЭЦ ПТУ и ТЭЦ ПГУ

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

$$\eta_{\text{ТЭЦ}} = \frac{N_{\text{э}} + Q_{\text{отп}}}{B_{\text{т}} Q_{\text{р}}^{\text{н}}},$$

весьма затруднительно, 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:

$$y = \frac{N_{\text{э}}}{Q_{\text{отп}}}. \quad (9.5)$$

В качестве показателя, определяющего эффективность того или иного когенерационного источника, возможно использовать величину удельного расхода топлива, затрачиваемого на совместное производство электрической и тепловой энергии

$$b_{\text{т}} = \frac{3600 \cdot B_{\text{т}}}{N_{\text{э}} + Q_{\text{ист}}} = \frac{3600}{Q_{\text{р}}^{\text{н}} \cdot \eta_{\text{ТЭЦ}}}, \quad [\text{кг}/(\text{кВт} \cdot \text{ч})]. \quad (9.6)$$

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. 9.3.

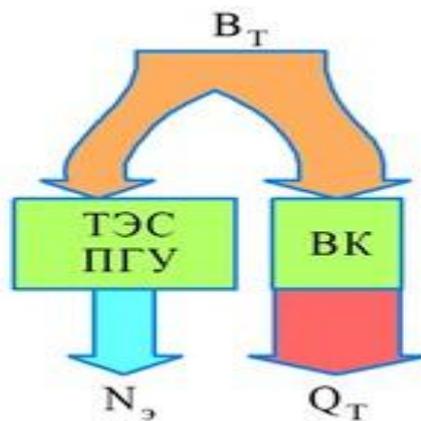


Рис.9.3. Схема энергетических потоков на ТЭС ПГУ и ВК

На рис.9.4 представлены графические зависимости $b_T = f(Y)$ для различных источников энергоснабжения.

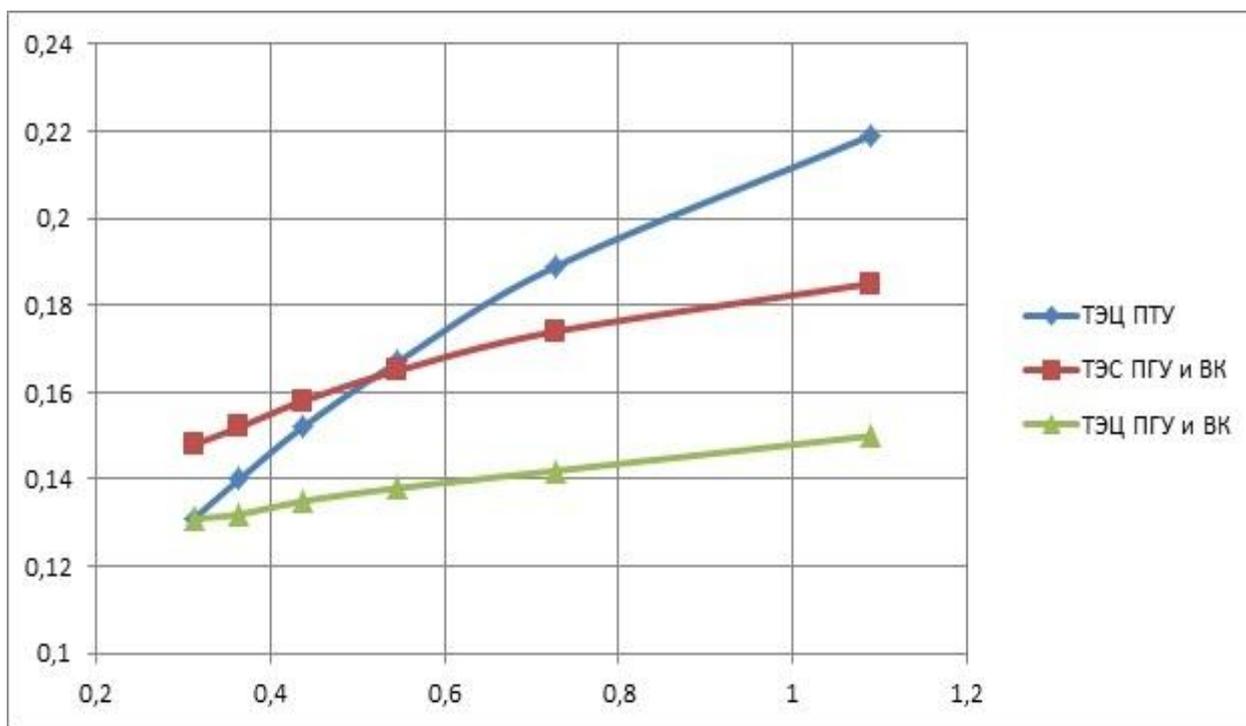


Рис.9.4. Графики зависимостей $b_T = f(Y)$

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 ПГУ 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 $У > 0,35$, 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 10. 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.10.1.

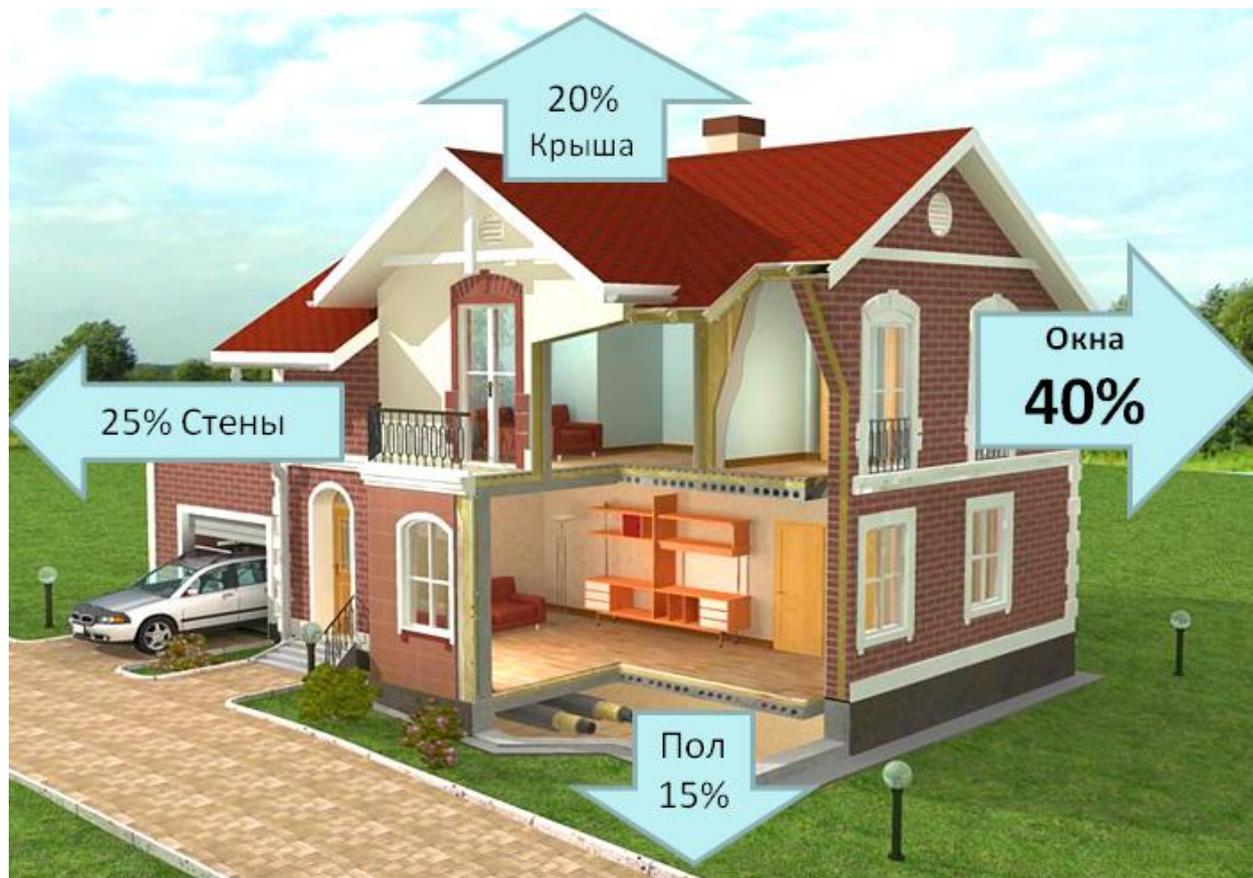


Рис. 10.1. Основные тепловые потери через ограждающие конструкции

$$Q_{огр} = Q_{ок} + Q_{ст} + Q_{пол} + \Delta Q_{пот}. \quad (10.1)$$

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

10.1. 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 стёкла, 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 стёкла также называют селективными (отражающими только определённую 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 счёт явлений электропроводности и интерференции такие стёкла получают возможность отражать только тепловое (инфракрасное) излучение.

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

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

Блок оконного стекла называется триплексом и состоит из трёх закалённых стёкол, расположенных на некотором расстоянии друг от друга. Внутреннее и промежуточное стекла – обычные и не имеют металлического напыления (Рис.10.2).

Наружное стекло – энергосберегающее, выполняется из особого полированного флоат-стекла, поверхность которого покрывают специальной полимерной плёнкой с нанесением на неё низкоэмиссионного металлического напыления. Наряду с этим существуют стёкла, на которые металлическое напыление нанесено непосредственно без полимерной основы. Покрытие

на плёночной основе, в зависимости от конструкции триплекса, может быть как на внешней, так и на внутренней стороне стекла. В настоящее время чаще используются стёкла, имеющие покрытие с внутренней стороны.



Рис.10.2. Блок оконного стекла с низкоэмиссионным покрытием

Стёкла, на которые низкоэмиссионное покрытие нанесено без полимерной основы, не находят широкого применения. Это обусловлено соображениями надёжности 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 стёклами заполнено специальным газом – аргоном, создающим некоторое давление внутри триплекса и препятствующим выходу тепла на улицу (рис.10.3).

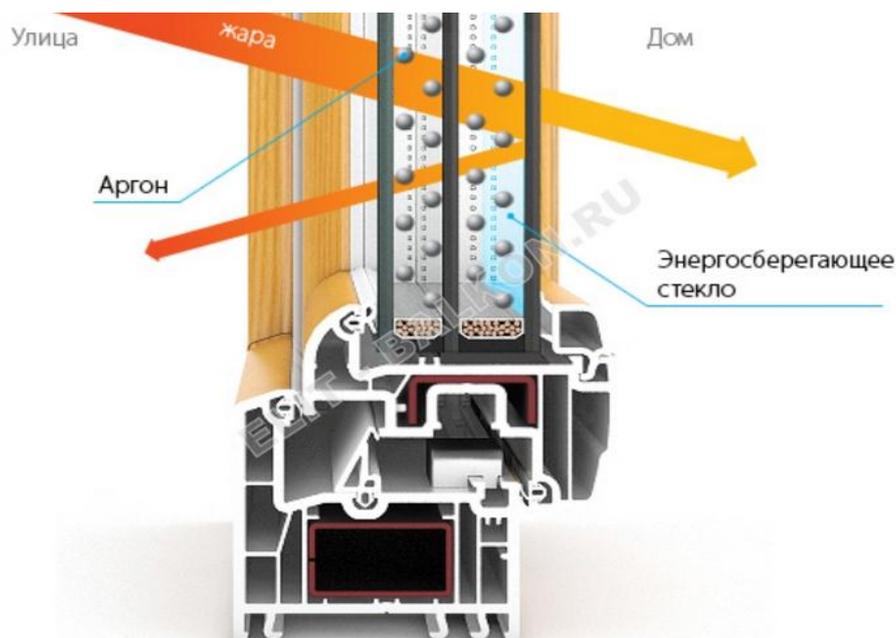


Рис.10.3. Двухкамерное энергосберегающее окно

При изготовлении энергосберегающего окна возможно использование нескольких типов стёкол.

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, ClimaGuard, 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.10.4).



Рис. 10.4. Энергосберегающая камера триплекса окна с И-стеклом

И-стекло создаётся путём нанесения на его поверхность низкоэмиссионного оптического покрытия на основе оксидов металлов с применением специальной производственной техники, оснащённой системой так называемого «магнетронного распыления»;

К-стекло

На поверхности этого стекла имеется оксид металла большей толщины, поэтому оно обладает более низким уровнем прозрачности (рис. 10.5).

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 твёрдым.

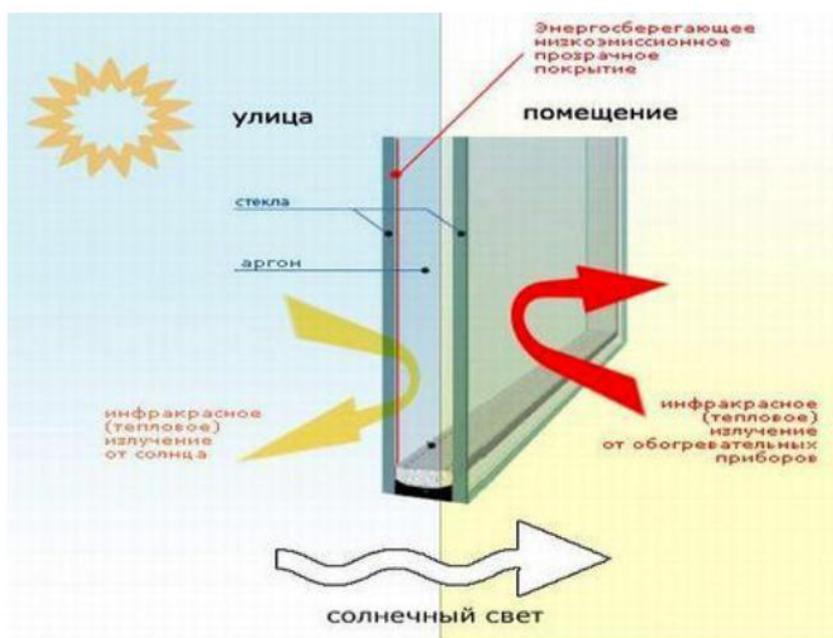


Рис. 10.5. Энергосберегающая камера триплекса окна с К-стеклом

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 , $\text{м}^2\cdot\text{С}/\text{Вт}$, 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 приведённых значений, энергосберегающее окно, по сравнению с обычным, позволяет снизить потери тепла в 1,5–2 раза.

На рис. 10.6 изображены сравнительные характеристики для различного исполнения обычных и низкоэмиссионных окон.

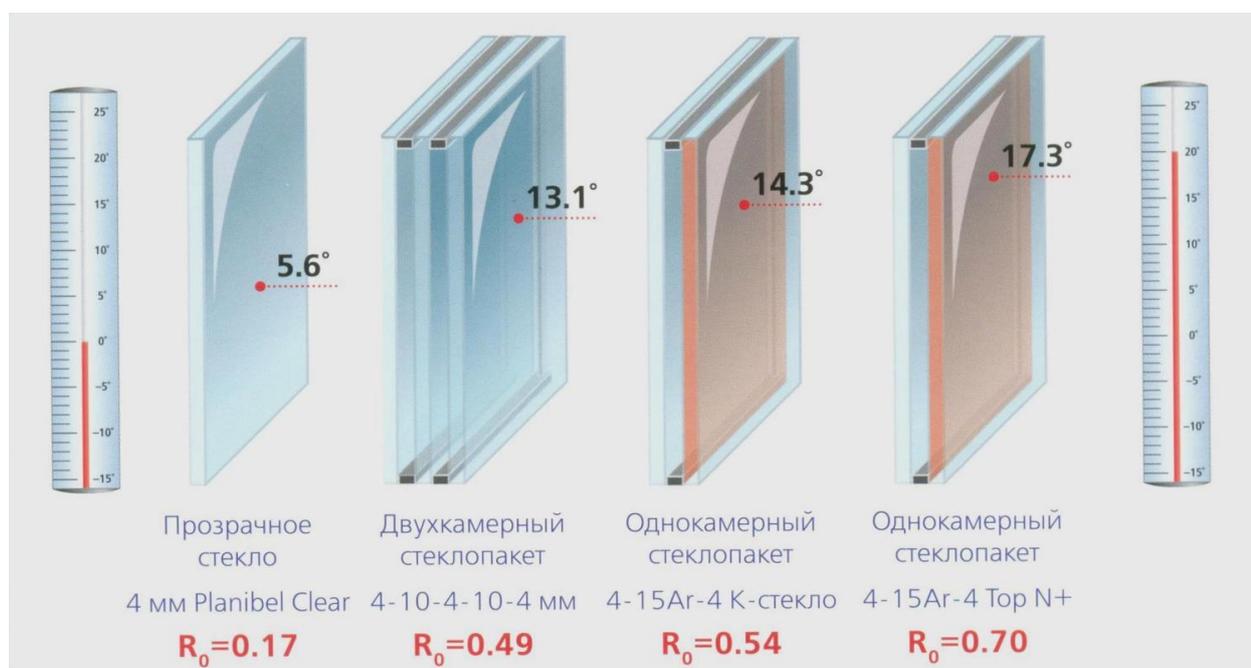


Рис. 10.6. Сравнительные характеристики обычных и низкоэмиссионных окон различного исполнения

Электрообогреваемые стекла

Тепловые потери через окна, даже после проведения мероприятий по их уменьшению, существенно влияют на температуру воздуха в помещении, способствуя её снижению. Данную проблему можно решить с помощью окон с электрообогревом стёкол. 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 плёнки, которая находится внутри триплексной структуры внутреннего стекла. Блок оконного стекла таких окон имеет более сложную конструкцию по сравнению с энергосберегающими окнами (рис. 10.7).

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 объёмов 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 ещё одна воздушная камера. Внутреннее стекло (со стороны помещения) выполнено в виде отдельного триплекса: между двумя закалёнными стёклами находится нагревательный элемент – полимерная плёнка, на которую нанесено светопрозрачное токопроводящее покрытие на основе оксидов металла (чаще всего – цинка). Плёнка плотно прилегает к

поверхности обоих стёкол 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.

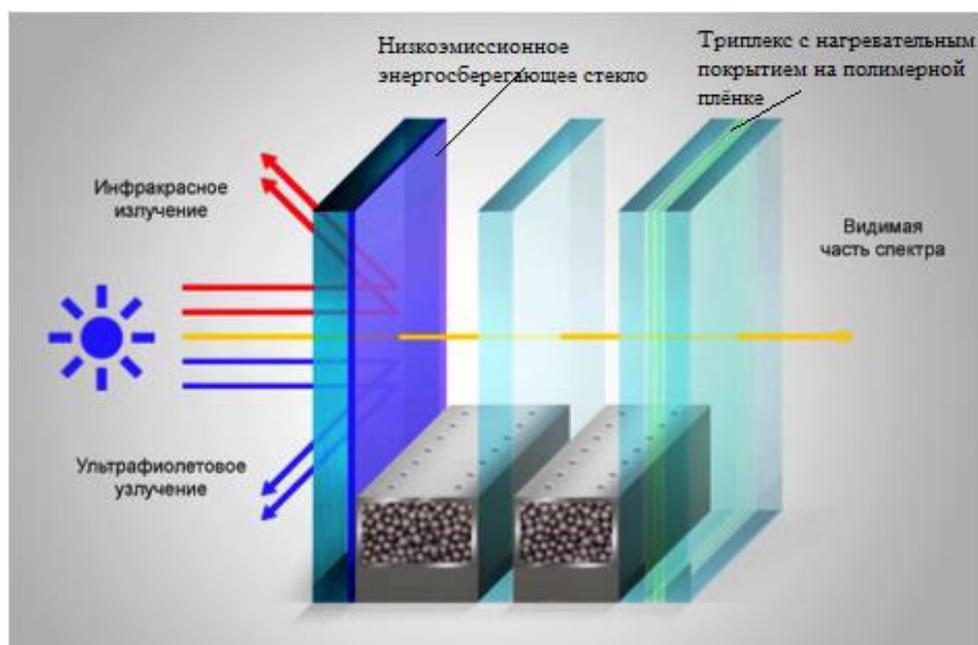


Рис. 10.7. Конструкция блока оконного стекла низкоэмиссионного стеклопакета с электрообогревом стёкол

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. 10.8).

Плётка 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 плётки 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 .

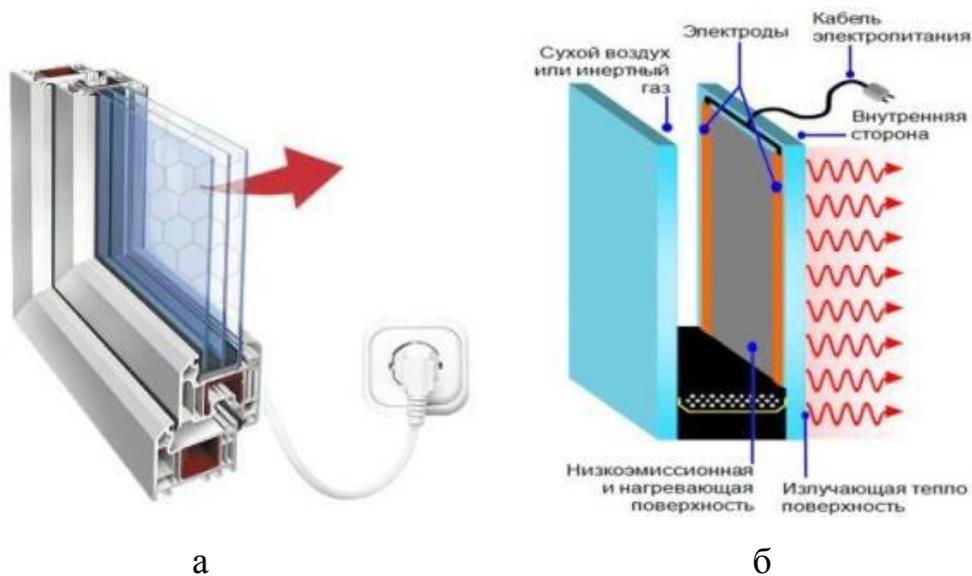


Рис. 10.8. Возможные варианты нанесения покрытия: а – рисунок в виде сот; б – однородное сплошное напыление

Отдельные небольшие трещины на стекле оказывают особого влияния на работоспособность нагревательного покрытия. Только значительные повреждения (трещины через всю поверхность стекла, многочисленные сколы) могут привести к разрыву электрической цепи. Токосоводящие 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 стёкол представлены в табл 10.1.

Таблица 10.1

Основные характеристики энергосберегающих окон с электрообогревом стёкол

Светопропускание покрытий 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/кв.м
Материалы заготовок для нанесения покрытий	стекло, керамика, полимерная плёнка и др.
Высокое отражение инфракрасного излучения	до 85%

Стеклопакеты с электрообогревом имеют следующие характеристики:

- максимальный размер окна с тёплыми стёклами 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 стёкла 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.10.9).



Рис. 10.9. Компоновка системы низкоэмиссионного окна с электрообогревом стёкол

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 затемнённую (рис. 10.10). Данное стекло незаменимо для панорамных остеклений первого этажа, а также для стеклянных стен, которые сегодня набирают популярность в Европе.



Рис. 10.10. Возможные варианты светопропускания стекла с электрообогревом

10.2. Применение электроподогреваемых стекол в качестве теплозащитных экранов

Достоинством низкоэмиссионных окон с электрообогревом стёкол является то, что они позволяют сохранять заданный уровень температуры воздуха в отапливаемых помещениях путём 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 $Q_{нп}$:

$$Q_{огр} = Q_{вп} = Q_{тпр} = Q_{нп} , \quad (10.2)$$

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 (10.2) можно записать в виде

$$Q_{\text{огр}} = F_{\text{огр}} \alpha_{\text{в}} (t_{\text{в}} - t_{\text{вп}}) = F_{\text{огр}} \frac{\lambda_{\text{ст}}}{\delta_{\text{ст}}} (t_{\text{вп}} - t_{\text{нп}}) = F_{\text{огр}} \alpha_{\text{н}} (t_{\text{нп}} - t_{\text{н}}). \quad (10.3)$$

Температурный напор, или разность температур внутреннего воздуха и внутренней поверхности ограждающей конструкции (например стены) $\Delta t = t_{\text{в}} - t_{\text{вп}}$, используемый при расчете $Q_{\text{огр}} = Q_{\text{вп}}$, 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 (10.3) 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.10.11 представлены три варианта изменения температуры в оконном блоке.

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

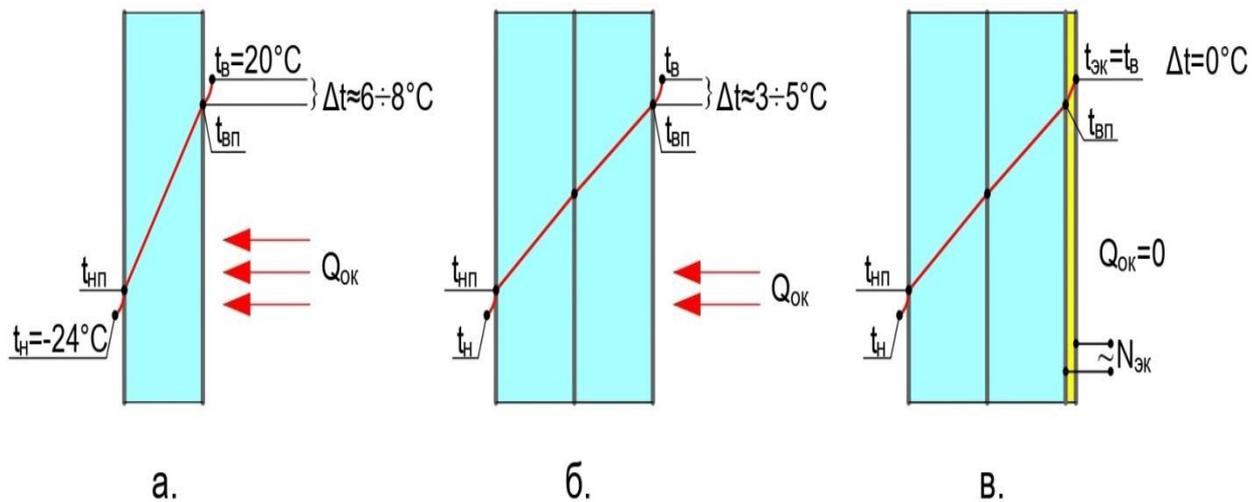


Рис.10.11. Графики изменения температуры в: а – однокамерном стеклопакете; б – двухкамерном стеклопакете; в - двухкамерном стеклопакете с токопроводящим теплозащитным слоем

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 $t_в$ и, следовательно, к исчезновению температурного напора между воздухом и поверхностью экрана: $t_{эк} = t_в$, $\Delta t = t_в - t_{эк} = 0$, при этом

$$Q_{огр} = Q_{вп} = 0. \quad (10.4)$$

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

$$L_{\text{эл}} = U \cdot I \cdot \Delta\tau, \quad (10.5)$$

где U - напряжение электрического тока;

I - сила тока.

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

$$L_{\text{эл}} = R \cdot I^2 \cdot \Delta\tau, \quad (10.6)$$

где R - сопротивление токопроводящего покрытия.

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

$$Q_{\text{эл}} = L_{\text{эл}} = R \cdot I^2 \cdot \Delta\tau. \quad (10.7)$$

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

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

$$N_{\text{эл}} = \frac{L_{\text{эл}}}{\Delta\tau} = \frac{Q_{\text{эл}}}{\Delta\tau} = UI = RI^2 = \frac{U^2}{R}. \quad (10.8)$$

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

$$Q_{\text{эл}} = Q_{\text{эк}} + Q_{\text{ут}}. \quad (10.9)$$

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

$$Q_{\text{эк}} = G_{\text{эк}} C_{\text{эк}} \Delta t_{\text{эк}} \approx 0, \quad (10.10)$$

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

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

$$Q_{\text{ут}} = F_{\text{огр}} \sum \frac{\lambda_{\text{огр}}}{\delta_{\text{огр}}} \Delta t_{\text{огр}} \Delta \tau, \quad (10.11)$$

где $\Delta t_{\text{огр}} = t_{\text{эк}} - t_{\text{н}}$ - разность температур экрана и наружного воздуха;
 $\lambda_{\text{огр}}$ - коэффициент теплопроводности отдельных элементов ограждающей конструкции;

$\delta_{\text{огр}}$ - 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 $Q_{\text{ут}}$ можно оценить по следующей формуле с учетом КПД транспорта и распределения:

$$B_{\text{т(т)}} = \frac{Q_{\text{ут}}}{Q_{\text{р}}^{\text{н}} \eta_{\text{ист}} \eta_{\text{тр}} \eta_{\text{рас}}}. \quad (10.12)$$

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

$$B_{\text{т(э)}} = \frac{N_{\text{эл}}}{Q_{\text{р}}^{\text{н}} \eta_{\text{ист}} \eta_{\text{тр}}}. \quad (10.13)$$

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

10.3. 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 (3.4), тепловые потери зависят от величины сопротивления теплопередачи R многослойной конструкции ограждения, определяемой суммой сопротивлений теплопроводности отдельных слоев ограждения:

$$\sum R_{\lambda} = \sum \frac{\delta}{\lambda}. \quad (10.14)$$

При строительстве новых зданий СНиП 23-02-2003 предписывает значение сопротивления теплопередачи ограждающих конструкций R_{reg} 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

$$D = \Delta t \cdot Z_{от} = (t_{в} - t_{нсп})Z_{от}, \quad (10.15)$$

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:

$$\delta_{из} = \lambda_{из} \left(R_{reg} - \frac{1}{\alpha_{в}} - \sum \frac{\delta_i}{\lambda_i} - \frac{1}{\alpha_{н}} \right), \quad (10.16)$$

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.10.12а показан график распределения температуры по толщине наружной стены, не утепленной как с внутренней, так и с наружной сторон.

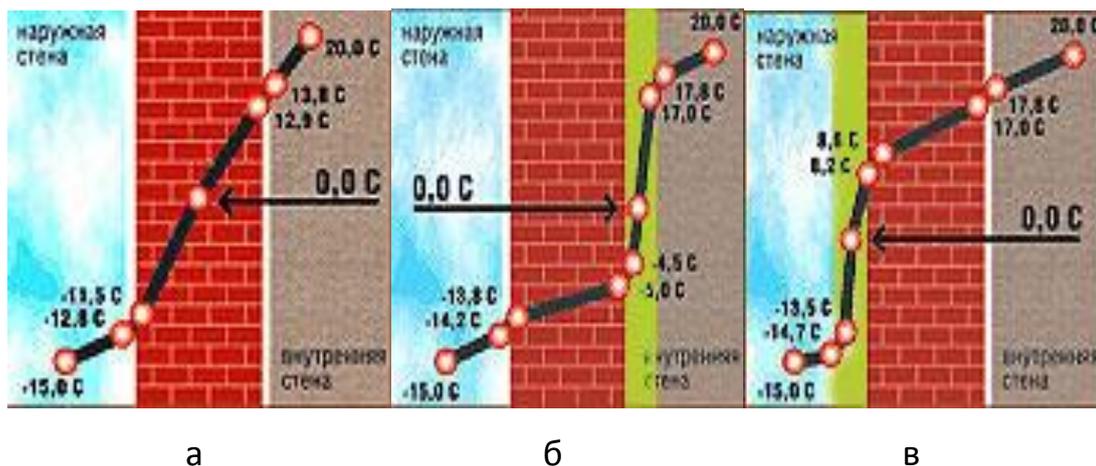


Рис.10.12. График распределения температуры по толщине наружной стены здания: а - неутепленной; б - с теплозащитным слоем на внутренней поверхности стены; в – с теплозащитным слоем на наружной поверхности стены

Считается, что точка росы при таком графике распределения температуры находится внутри кирпичной кладки наружной стены, что может приводить к её промерзанию и увеличению потерь тепла.

При установке теплозащитного слоя на внутренней стороне стены, как показано на рис.10.12б, 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. [29]

Для ликвидации указанных недостатков целесообразно размещать теплозащитный слой на наружной стороне стены, как показано на рис.10.12в. В этом случае точка росы переходит в теплоизолирующий слой. Ограждающая конструкция накапливает тепло, и температурные колебания в ней минимальны. Потери тепла незначительны.

10.4. Способы снижения инфильтрационной отопительной нагрузки

Как следует из главы 3, наружный воздух, проникающий в помещения здания через неплотности в ограждающих конструкциях, так называемый инфильтрационный поток, играет положительную роль, обеспечивая необходимый воздухообмен в них.

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.

Однако переход к строительству энергоэффективных зданий с качественным уплотнением всех ограждений, в том числе входных дверей и оконных рам, сделал невозможным требуемый приток свежего воздуха посредством естественной системы вентиляции. В таких условиях проветривание помещений может производиться только через открытые окна или форточки.

В некоторой степени данная проблема решается путем установки вентиляционных клапанов, обеспечивающих дозированное поступление воздуха в проветриваемое помещение. На рис.3.1 представлен такой клапан.

Наружный воздух, поступающий в основном через вентиляционный клапан в помещения, нагревается посредством отопительной системы до температуры, поддерживаемой внутри здания. При нагревании поступивший воздух расширяется, выдавливая наружу здания такое же количество внутреннего воздуха, в основном через внутридомовую вентиляционную систему.

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 рекуперативные теплообменники.

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

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.10.13 представлена классификация систем вентиляции жилых зданий, реализуемых в странах ЕС.

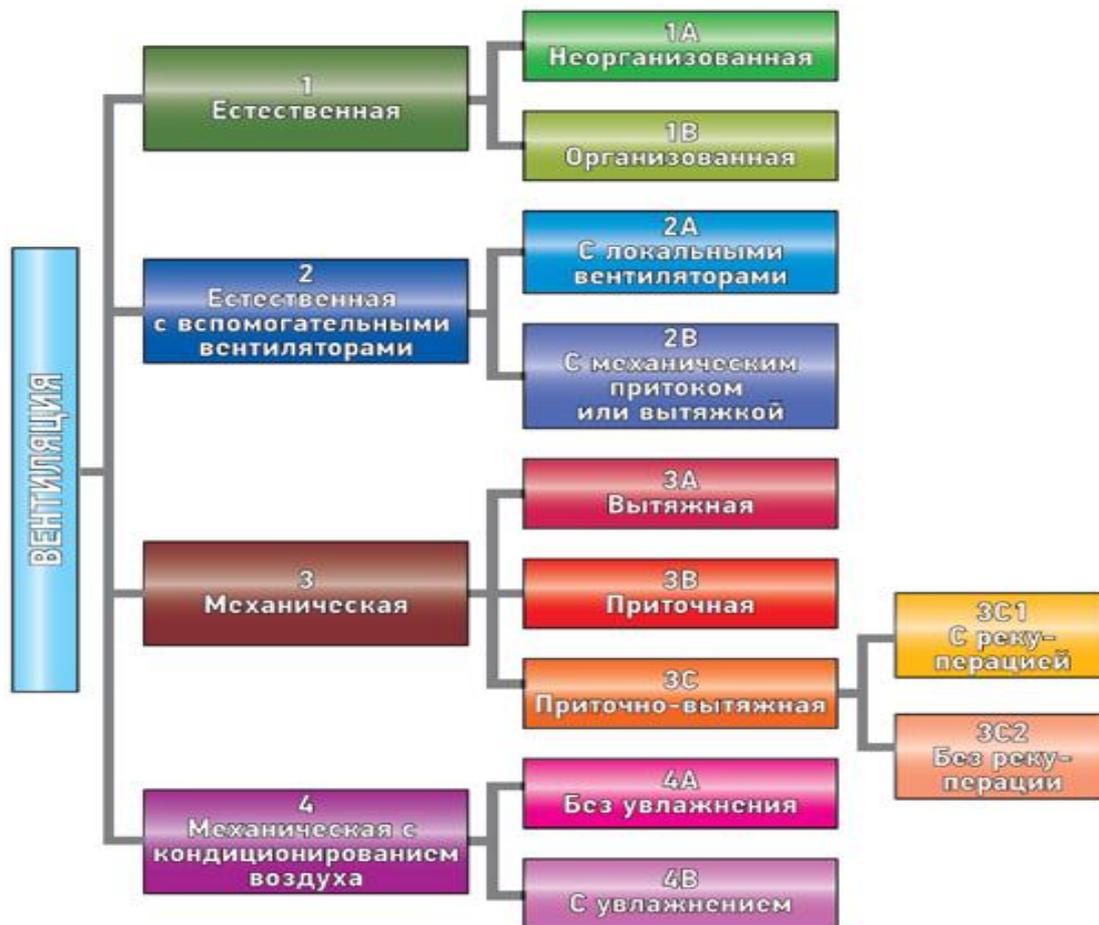


Рис. 10.13. Классификация систем вентиляции жилых зданий в странах ЕС

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 тоже время, в северных странах, например в Финляндии, прослеживается четкая тенденция на применение механических приточно-вытяжных систем вентиляции с применением теплорекуператоров.

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 10.14. 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.

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.

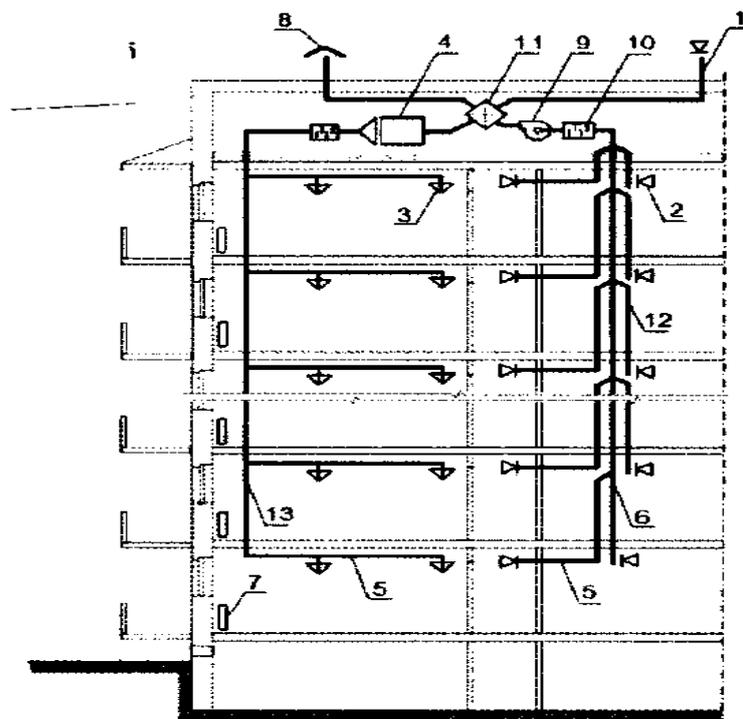


Рис.10.14. Схема централизованной приточно-вытяжной системы вентиляции с теплорекуператором многоквартирного дома.

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.10.15 представлена схема приточно-вытяжной системы вентиляции отдельной квартиры.



Рис. 10.15 Схема приточно-вытяжной системы вентиляции отдельной квартиры на базе вентиляционной установки с рекуператором

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.

Приточно-вытяжная установка с рекуператором может быть различной мощности и размеров — это зависит от объемов вентилируемых помещений и их функционального назначения. Самая простая установка представляет собой изолированный термически и акустически и заключенный в стальной корпус набор взаимосвязанных между собой элементов: теплообменник, два вентилятора, фильтры, иногда подогревающий элемент, система удаления конденсата.

На рис. 10.16 представлена конструктивная схема приточно-вытяжной установки с рекуперативным теплообменником.

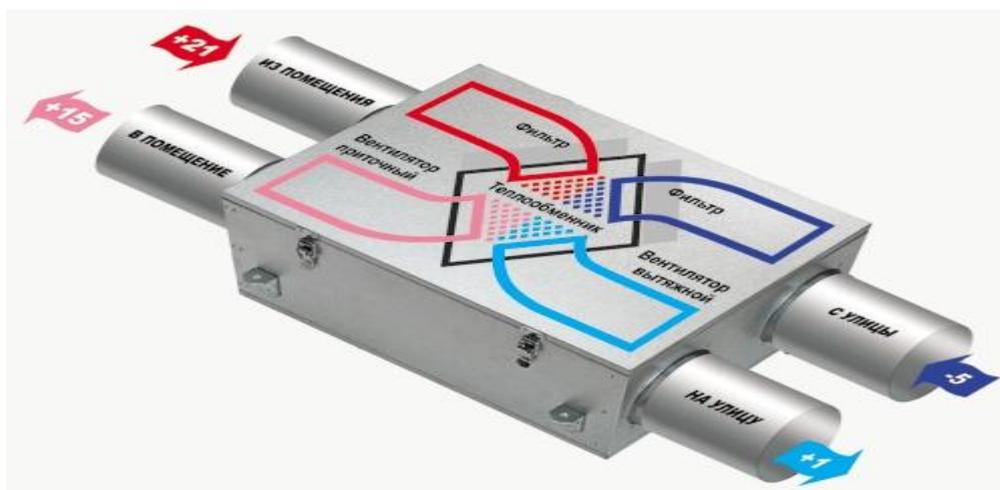


Рис.10.16. Конструктивная схема приточно-вытяжной установки с рекуперативным теплообменником

Для утилизации теплоты удаляемого воздуха в системах вентиляции широко используются роторные рекуператоры, представленные на рис.10.17.

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.

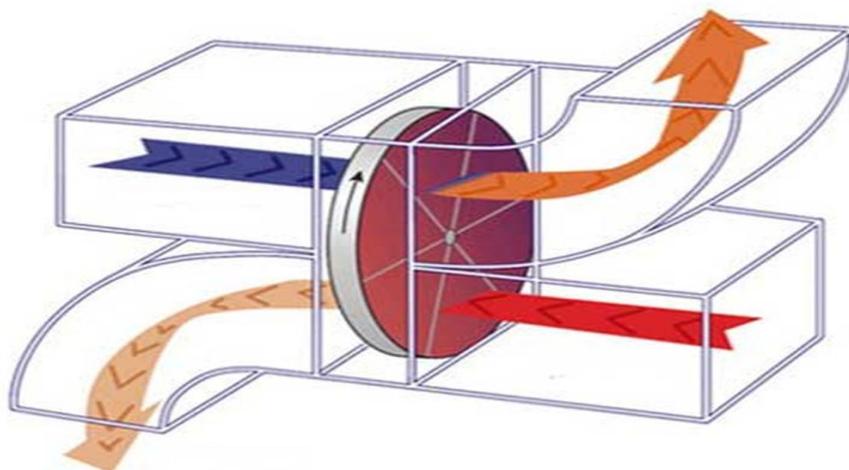


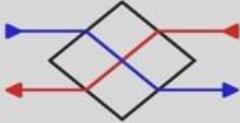
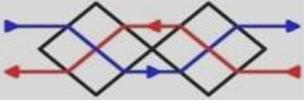
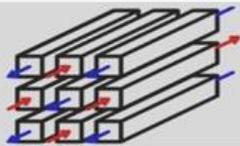
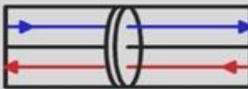
Рис.10.17. Конструктивная схема роторного теплорекуператора

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

В табл 9.1 приведены значения КПД теплообменников, наиболее часто применяемых в вентиляционных установках.

Таблица 9.1

Конструкции и эффективность теплообменников вентиляционных установок

Конструкция	Схема	КПД	Примечание
Пластинчатый теплообменник с перекрестным током		60-80%	Умеренный коэффициент полезного действия, небольшие потери давления, компактная конструкция, удобство подключения.
Комбинация из двух пластинчатых теплообменников с перекрестным током		70-80%	Повышенный коэффициент полезного действия при более высоких потерях давления, удобство подключения.
Противоточный пластинчатый 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.

Контрольные вопросы

1. Через какие ограждающие конструкции здания теряется максимальное количество тепловой энергии?
2. Каким образом снижаются тепловые потери через прозрачные и непрозрачные ограждающие конструкции здания?
3. К чему приводит установка дополнительного теплоизоляционного слоя на внутренней стороне здания?
4. Какие материалы применяются для фасадного утепления зданий?
5. Каким образом может быть снижена инфильтрационная составляющая отопительной нагрузки здания?
6. Применение каких теплорекуператоров обеспечивают максимальную степень теплорекуперации?
7. Принцип работы роторного теплорекуператора?
8. Описать устройство приточно-вытяжных систем вентиляции с теплорекуператором в многоквартирном доме.
9. Как устроен токопроводящий теплозащитный экран?

Глава 11. Формирование ресурсосберегающих систем централизованного теплоснабжения на базе ТНУ

Основная цель реформирования централизованного теплоснабжения – снижение расхода потребляемого топлива в коммунальной энергетике на 20 ÷ 30 %. Поставленная цель может быть достигнута путем:

- сохранения и увеличения комбинированной выработки электрической энергии на тепловом потреблении как самого эффективного способа её производства;
- снижения потерь тепловой энергии в транспортных коммуникациях;
- повышения эффективности регулирования распределения тепловой энергии по многочисленным абонентам;
- повышения энергетической эффективности отапливаемых зданий.

Деятельность энергетических предприятий, как и всех остальных, направлена на получение прибыли, однако даже в рыночных условиях необходимо учитывать специфику производимого продукта (энергии).

Производство энергии должно быть полностью сбалансировано с его потреблением. Именно потребитель формулирует заказ на производимую энергию. Возникает вопрос: возможно ли совпадение интересов производителей и потребителей энергии?

Потребитель заинтересован приобрести необходимый товар (энергию) в достаточном объеме по приемлемой цене, понимая, что тариф на энергию соответствует цене на топливные ресурсы и стоимости современного энергетического оборудования. При этом потребитель может сам определять, какое количество товара (энергии) ему необходимо, сам решать, нужно ли сегодня отапливать всю квартиру или только комнату и кухню. Для реализации указанных возможностей необходимо создать такие системы теплоснабжения, которые позволят покупателю энергии самим решать поставленные задачи.

Однако требования со стороны теплопотребителей не отвечают интересам производителей энергии. При таком потреблении тепловой энергии нарушатся баланс между его производством и потреблением. В источнике теплоснабжения выработана тепловая энергия, на которую затрачено топливо, а потребитель имеет возможность отказаться от уже произведенного товара, который нельзя складировать и хранить. Непринятая потребителем теплота в конечном итоге будет рассеяна в окружающей среде, т.е. будет потеряна, а убытки, возникающие при этом, ложатся на производителей тепловой энергии.

В ряде европейских стран широко применяются децентрализованные системы теплоснабжения. В таких системах обеспечение тепловой энергией квартир в многоквартирном доме осуществляется от индивидуального источника, например, газового водогрейного котла. Бытовые конденсационные котлы фирмы «Виссманн» имеют КПД на уровне 95 % и в автоматическом режиме поддерживают заданную температуру воздуха внутри отапливаемых помещений, обеспечивая существенную экономию топлива. В такой системе теплоснабжения регулирование подвода тепловой энергии осуществляется путем отключения котла.

Учитывая опыт создания децентрализованных систем в европейских странах, можно сформулировать задачу по реформированию централизованных систем теплоснабжения в РФ, заключающуюся в получении таких систем теплоснабжения, которые сочетали бы в себе достоинства как одной, так и другой системы.

В качестве предлагаемой системы теплоснабжения может быть рассмотрен вариант, традиционно состоящий из источника теплоснабжения, транспортных коммуникаций и систем теплопотребления, в состав которых включены ТНУ.

Подача электрической энергии и низкотемпературного теплоносителя в ТНУ позволяет сформировать тепловой поток непосредственно в системах теплопотребления в строго необходимом количестве для поддержания заданной температуры воздуха в отапливаемых помещениях здания.

В качестве низкотемпературной теплоты ТНУ можно использовать теплоту, отводимую в конденсаторе от отработавшего в турбине пара и рассматриваемую как тепловой отход при производстве электрической энергии на паротурбинной и парогазовой ТЭС.

В этом случае можно говорить о создании низкотемпературной системы теплоснабжения на базе ТНУ с высоко автоматизированным регулированием подвода теплоты в системы отопления.

Применение ТНУ в системах отопления зданий позволит поддерживать температуру воздуха в отапливаемых помещениях в автоматическом режиме. При этом регулирование тепловой нагрузки будет осуществляться по температуре внутреннего воздуха, а не наружного, как это происходит в системах с погодным регулированием.

11.1.Термодинамические основы работы парокompрессионной ТНУ

Остановимся на специфических особенностях использования низкокипящих рабочих тел (НРТ) при формировании теплового потока, применяемого в системах отопления. В качестве НРТ ТНУ широко используются различные фреоны.[19]

Основными требованиями при выборе НРТ являются: дешевизна рабочего тела; хорошие теплофизические свойства (максимум работы при минимальных параметрах); нетоксичность; отсутствие экологического воздействия на окружающую среду (озоновый слой, парниковый эффект).

Парокompрессионная ТНУ 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.11.1 представлена принципиальная схема ПХМ и цикл в T-S- диаграмме.

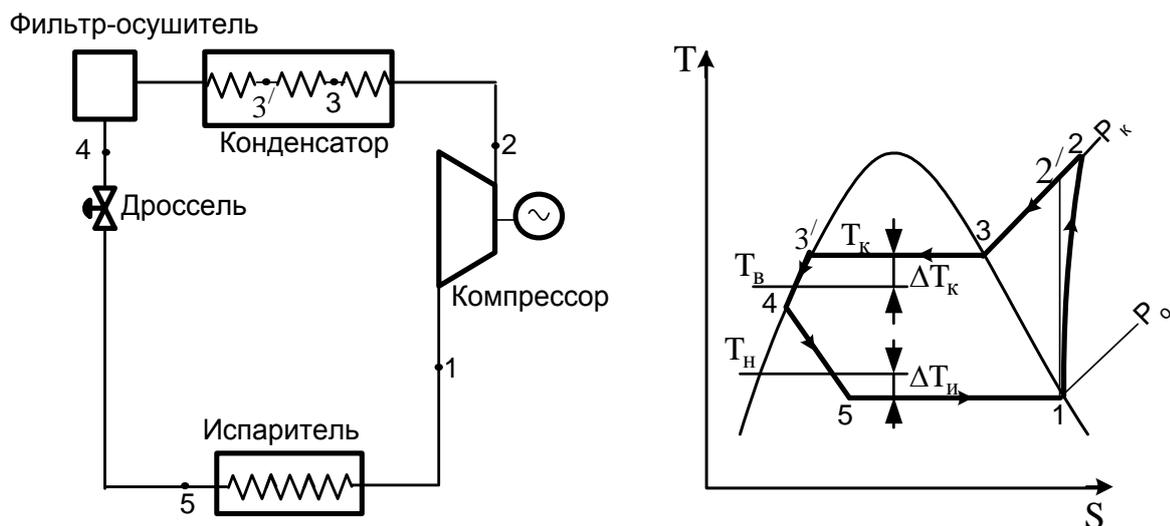


Рис.11.1. Принципиальная схема парокомпрессионной ТНУ и цикл в T-S-диаграмме:

1–2 - действительный процесс сжатия в компрессоре; 1–2' - идеальный или изоэнтропийный процесс сжатия в компрессоре; 2–3 - процесс охлаждения перегретого пара (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

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 $5 \div 10$ °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.

Рассмотрим основные отличия в процессах подвода энергии к сетевой воде 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 её 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 её внутренней энергии и температуры.

Формирование теплового потока фреона в ТНУ протекает **не одновременно**, а в два последовательных этапа. На первом этапе за счет подводимой низкотемпературной теплоты в испаритель ТНУ 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 изоэнтропийном процессе из-за необратимых потерь.

При этом на совершение работы расширения фреона в испарителе ТНУ 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 и переотапливание помещений здания.

Энергетический баланс парокомпрессионной ТНУ выражается следующим соотношением:

$$q_o + l_{тр} = l_p + l_{тр} = q_k, \quad (11.1)$$

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 ТНУ.

$$q_o = h_1 - h_5 = h_1 - h_4, \quad (\text{так как } h_4 = h_5), \quad (11.2)$$

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)

$$l_i = h_2 - h_1 = \frac{l_{тр}}{\eta_{oik}} = \frac{h_2 - h_1}{\eta_{oik}}, \quad (11.3)$$

где $l_{\text{тр}} = h_{2'} - h_1$ – тепловая или теоретическая работа сжатия в компрессоре при изоэнтропийном процессе;

$\eta_{\text{оик}}$ – внутренний относительный (адиабатический) КПД компрессора.

$$q_{\text{к}} = h_2 - h_4, \quad (11.4)$$

где h_2 – энтальпия хладагента на выходе из компрессора.

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

$$l = \frac{l_i}{\eta_{\text{эм}}}, \quad (11.5)$$

где $\eta_{\text{эм}} = \eta_{\text{э}} \cdot \eta_{\text{м}}$ – электромеханический КПД ($\eta_{\text{э}}$ – КПД электродвигателя, $\eta_{\text{м}}$ – механический КПД компрессора).

Одним из показателей, характеризующих эффективность работы парокомпрессионных ТНУ, является коэффициент трансформации теплоты, показывающий количество теплоты, полученное в конденсаторе на единицу затрачиваемой работы (мощности) в компрессоре и рассчитываемый по следующей формуле:

$$\varphi = \frac{q_{\text{к}}}{l}. \quad (11.6)$$

Как видно из уравнения энергетического баланса ТНУ (11.1), 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.

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

$$Q_{\text{к}} = Q_{\text{от}} + Q_{\text{ГВС}}; \quad (11.7)$$

$$G = \frac{Q_{\text{к}}}{q_{\text{к}}}. \quad (11.8)$$

Полная тепловая нагрузка испарителя составит

$$Q_{\text{и}} = G \cdot q_0. \quad (11.9)$$

Электрическая мощность компрессора

$$N_{\text{к}} = G \cdot l. \quad (11.10)$$

Формирование требуемого теплового потока с помощью ТНУ имеет все преимущества, присущие аналогичному формированию теплового потока в индивидуальном водогрейном котле. Из конденсатора ТНУ отводится столько

тепловой энергии, сколько необходимо для поддержания требуемой температуры воздуха в отапливаемых помещениях, исключая режимы переотапливания и недоотапливания.

Рассмотрим следующие возможные схемы включения ТНУ в системы отопления жилых и административных зданий:

- 1). установка ТНУ в ИТП здания с образованием внутридомового контура отопления и ГВС;
- 2). установка ТНУ в квартире с образованием внутриквартирного контура отопления и ГВС

11.2. Установка ТНУ в ИТП зданий

В соответствии со статьей 29 п. 8 и 9 Федерального закона № 190 ФЗ от 27 июля 2010 г. «О теплоснабжении» с 1 января 2022 г. использование централизованных открытых систем теплоснабжения для нужд горячего водоснабжения, осуществляемого путем отбора теплоносителя на нужды горячего водоснабжения, не допускается.

Из вышеприведенного законодательного акта следует, что в настоящее время все новые потребители подключаются к тепловым сетям только по закрытой системе независимо от карбонатной жесткости воды. Потребители, которые присоединены к сетям по открытой системе, будут переводиться на закрытую, в этом случае будет реализована комплексная модернизация их абонентских вводов и оснащение современными автоматизированными индивидуальными тепловыми пунктами.

Рассмотрим принципиальную схему ИТП для закрытой системы теплоснабжения с независимой схемой присоединения системы отопления (рис. 11.2). 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 переключатель 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.

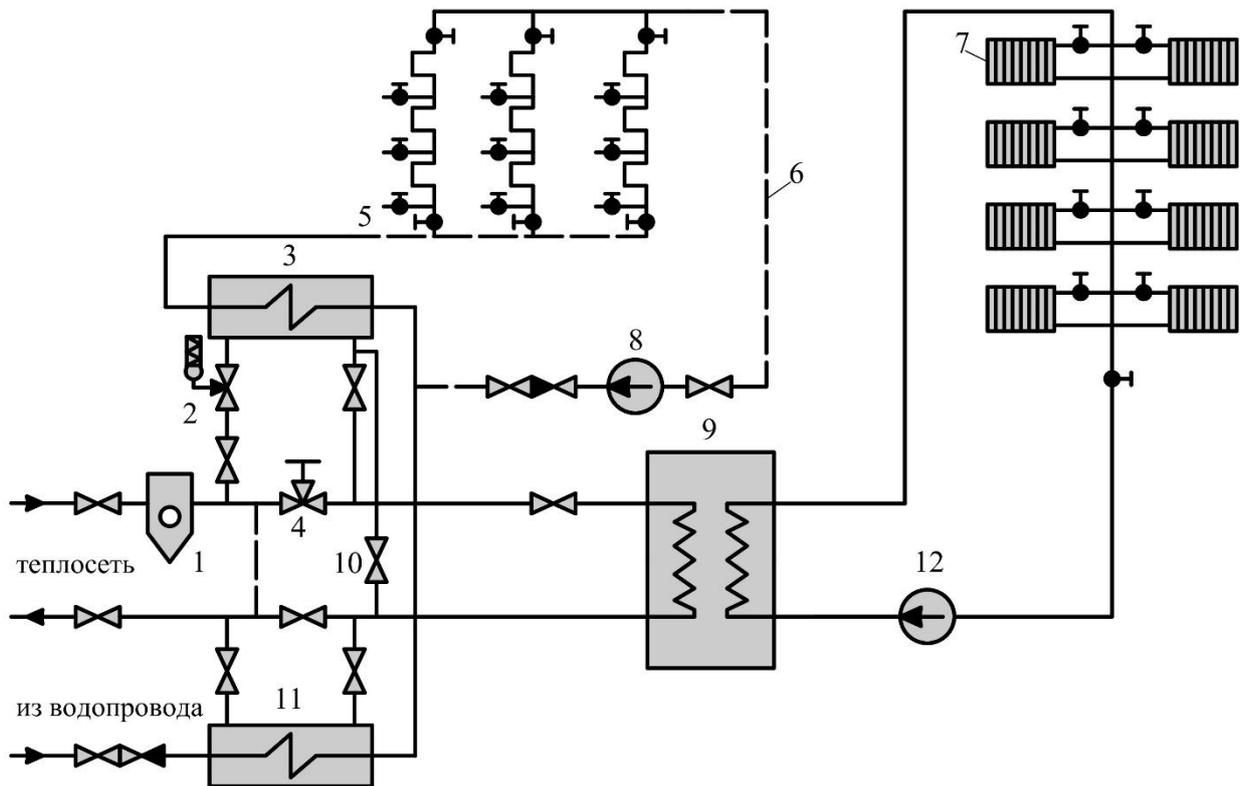


Рис. 11.2. Принципиальная схема ИТП для закрытой системы теплоснабжения:
 1 – грязевик; 2 – регулятор температуры; 3 – водонагреватель II ступени;
 4 – регулятор расхода; 5 – разводящий трубопровод; 6 – циркуляционный трубопровод; 7 – система отопления; 8 – циркуляционный насос системы ГВС;
 9 – теплообменник 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, которая была утверждена 27 декабря 2010 г. Она предполагает снижение энергоемкости ВВП страны не менее чем на 40 %.

Помимо перехода от открытой к закрытой системе теплоснабжения, важнейшим направлением развития ИТП является обновление теплообменного оборудования. Устаревшие крупногабаритные кожухотрубные теплообменные аппараты заменяются пластинчатыми (рис.11.3).

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.



Рис. 11.3. Кожухотрубный (слева) и пластинчатый (справа) водоводяные подогреватели

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

Указанные приоритеты развития ИТП не решают проблемы невысокой 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.11.4).

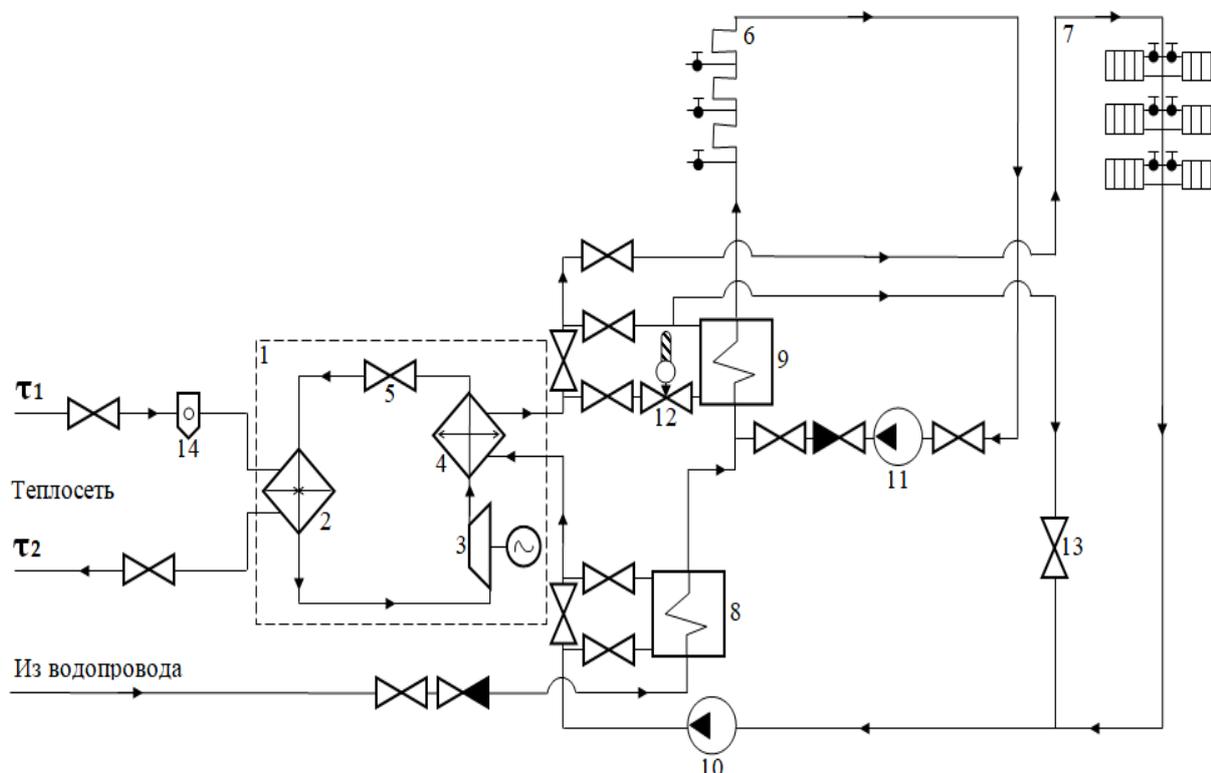


Рис. 11.4. Принципиальная схема ИТП с теплонасосной установкой:

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 $\tau_1 \approx 30 \div 35 \text{ }^\circ\text{C}$. В качестве источника низкопотенциального теплоносителя используется контур охлаждения конденсаторов паротурбинных установок ТЭЦ. В испарителе теплоноситель (охлаждающая вода конденсатора) снижает свою температуру до $\tau_2 \approx 20 \div 25 \text{ }^\circ\text{C}$, отдавая свою теплоту фреону, с преобразованием его в парообразное состояние. Сжатие парообразного фреона в компрессоре позволяет повысить его температуру до $100 \div 150 \text{ }^\circ\text{C}$, 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 переключатель 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.

11.3. Установка ТНУ в квартире с образованием внутриквартирного контура отопления и ГВС

На рис.11.5 представлена схема включения ТНУ в систему квартирного отопления и ГВС. Как и в предыдущем случае, в испаритель ТНУ (1) поступает низкотемпературный теплоноситель из конденсатора паротурбинной ТЭС.

В конденсаторе ТНУ теплота рабочего тела ТНУ (фреона) передается воде, циркулирующей с помощью насоса (2) по внутриквартирному контуру, состоящему из гидравлического разделителя (3) и коллекторов прямой и

обратной воды (4). Из горячего коллектора насосом (5) вода подается на отопительные приборы (6), из которых отводится в обратный коллектор.

Система ГВС включает в себя емкостной водонагреватель (8), в котором водопроводная вода нагревается до температуры 60-65 °С потоком горячей воды, подводимой из коллектора прямой воды с помощью насоса (7).

Гидравлический разделитель представляет замыкающую емкость между прямым и обратным коллекторами. Например, в случае отсутствия подачи на отопительные приборы (летний период), поток воды раздваивается: одна её часть насосом (7) подается в водоподогреватель (8), другая часть через гидравлический разделитель возвращается в конденсатор ТНУ (9). При одновременной работе отопления и ГВС (с приоритетом ГВС) возврата горячей воды через гидравлический разделитель в конденсатор ТНУ не происходит.

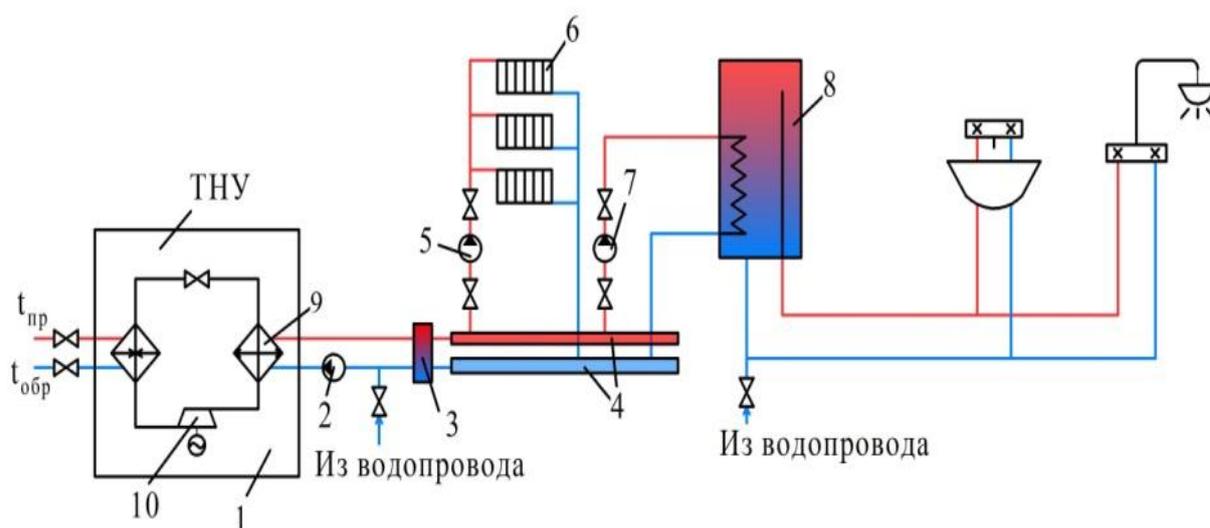


Рис.11.5. Схема включения ТНУ в единую систему квартирного отопления и ГВС:

1-ТНУ; 2- циркуляционный насос; 3- гидравлический разделитель; 4- подающий и обратный коллекторы; 5- насос системы отопления; 6- отопительные приборы; 7- насос ГВС; 8- емкостной водонагреватель; 9- конденсатор ТНУ; 10- компрессор ТНУ

Регулирование работы системы отопления и ГВС осуществляется с помощью контроллера, принимающего сигнал от датчиков температур внутреннего воздуха в отапливаемом помещении и воды в емкостном водонагревателе. При понижении указанных температур включается насос рециркуляции (2) и компрессор ТНУ (10).

С целью упрощения одновременного регулирования системами отопления и ГВС возможно разделение двух систем на отдельные её части. На рис.11.6 представлена схема отдельного внутриквартирного контура отопления на базе ТНУ и отдельного контура ГВС на базе электрического емкостного водонагревателя.

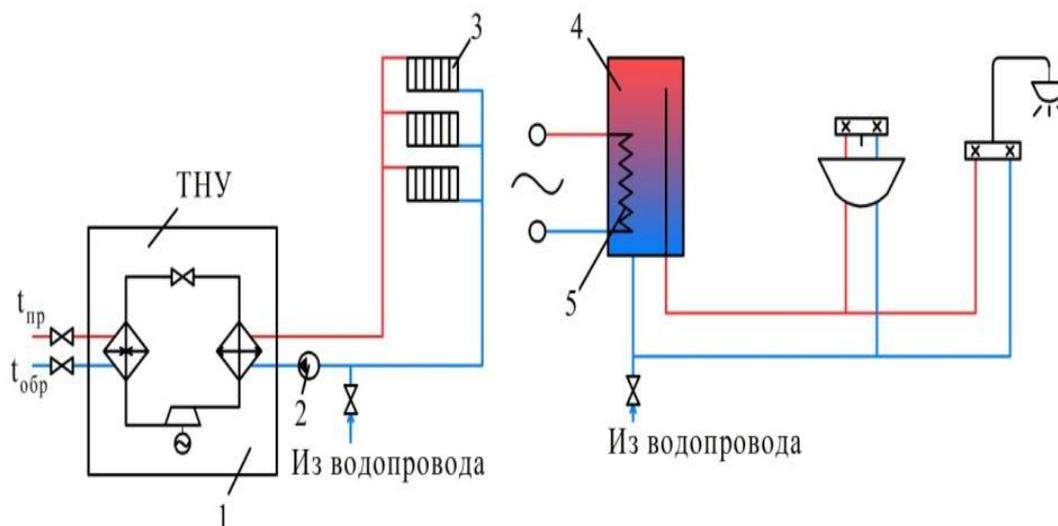


Рис.11.6. Раздельная система внутриквартирного отопления и ГВС:

1- парокompрессионный тепловой насос; 2 – насос контура отопления; 3- отопительные приборы; 4- емкостной водонагреватель; 5- электрический нагреватель

При использовании таких систем жители квартиры получают только холодную воду, часть которой нагревается в местных водонагревательных установках до требуемой температуры. Таким образом, у потребителя появляется возможность самостоятельно определять качество и количество используемой горячей воды.

Использование более дорогой электрической энергии для получения горячей воды потребует экономного и рационального её использования. При этом исчезают потери теплоты, которые имели место при транспортировании горячей воды от ЦТП и ИТП.

Электрические накопительные водонагреватели (бойлеры) достаточно простые и надежные устройства. Водонагреватели состоят из бака, нагревательных элементов (ТЭН), теплоизоляции (чем она толще, тем меньше затраты электроэнергии). На рис.11.7 представлено схема устройства емкостного электрического водонагревателя. Магниевый анод обеспечивает дополнительную защиту бака от коррозии.

Тепловая нагрузка системы ГВС имеет значительную суточную неравномерность, поэтому выбор оборудования должен осуществляться исходя из покрытия ее максимального значения. В данном случае емкостные водонагреватели выполняют одновременно две функции: служат для нагрева воды до расчетной температуры и являются аккумулялирующей емкостью, выравнивающей суточную неравномерность потребления горячей воды абонентами.



Рис.11.7. Схема устройства емкостного водонагревателя

Требуемая емкость водонагревателя, как аккумулирующая емкость может быть определена по методике изложенной в работе [31], с использованием графика суточного теплотребления системой ГВС.

Расход горячей воды за сутки при максимальном водопотреблении ($G_u^h, \text{м}^3/\text{сут}$) определяется по следующей зависимости:

$$G_u^h = 0,001 \cdot q_u^h \cdot v, \quad (11.11)$$

где q_u^h - норма расхода горячей воды потребителем за сутки при максимальном водопотреблении, л/сут (для жилых зданий $q_u^h = 120$ л/сут); v - число водопотребителей, чел.

Среднечасовой расход тепла ($Q_{ГВ}, \text{кДж/ч}$) при максимальном водопотреблении

$$Q_{ГВ}^{ср} = \frac{G_u^h \cdot \rho \cdot C_P \cdot (t_p - t_x)}{24} + Q_{ТП}, \quad (11.12)$$

где $\rho = 985 \text{ кг/м}^3$ – плотность воды при $60 \text{ }^\circ\text{C}$;
 $t_p = 60 \text{ }^\circ\text{C}$ – расчетная температура воды в системе;
 $t_x = 5 \text{ }^\circ\text{C}$ – расчетная температура воды в зимнее время;

свою температуру в теплорекуператоре за счет теплоты, выносимой потоком удаляемого воздуха из помещения с помощью вытяжного вентилятора. На второй стадии воздух догревается до необходимой температуры в воздушном нагревателе, за счет воды поступающей из емкостного водонагревателя (бака-накопителя). Нагретый таким образом воздушный поток по соответствующим каналам подается в нижнюю часть нагреваемых помещений через специальные каналы в раздаточные плинтусы.

В испаритель ТНУ также подводится низкотемпературный теплоноситель из централизованного источника энергоснабжения. Рабочее тело ТНУ (фреон) после компрессора в перегретом состоянии поступает в спиральный конденсатор, встроенный в бак-накопитель (емкостной водонагреватель), в котором, конденсируясь, отдает свою теплоту водопроводной воде, нагревая её до ~ 60 °С.

Емкостной водонагреватель является источником горячей воды, в системе ГВС, а также служит источником тепловой энергии, используемой для нагревания приточного воздуха.

Энергетическая эффективность предлагаемой системы отопления заключается в сокращении расхода топлива, затрачиваемого на производство электрической энергии и низкотемпературного теплоносителя в источнике энергии (например, парогазовой ТЭС), используемых в ТНУ для формирования теплового потока системы отопления и ГВС отдельной квартиры. Теплоту, отводимую из конденсатора паровой турбины парогазовой установки в охладительную градирню, можно считать тепловым отходом, который до настоящего времени не находил применения в системах отопления и отводился в атмосферу.

Проведем сравнение расходов потребляемого топлива в водогрейной котельной при формировании теплового потока сетевой воды и расхода топлива, сжигаемого на парогазовой ТЭС для выработки электрической энергии и потока низкотемпературной сетевой воды, позволяющих сформировать необходимый тепловой поток непосредственно в системах отопления и ГВС отдельной квартиры в многоквартирном доме.

Ниже приведены необходимые характеристики среднестатистической квартиры: последний этаж с наружными ограждениями (потолок, боковая стена с окнами), жилая площадь – 60 м², внутренний объем квартиры – 162 м³, площадь наружных ограждающих конструкций: стены – 15,6 м², площадь потолка – 60 м², площадь окон – 6 м². Коэффициенты термического сопротивления теплопередачи наружных ограждений $R_{ст} = 3,079$; $R_{ок} = 0,44$; $R_{пот} = 4,058$ (м²·°С)/Вт. Воздухообмен в квартире обеспечивается кратностью воздухообмена $m = 0,35$ ч⁻¹.

Тепловая нагрузка определялась как сумма тепловых потерь через наружные ограждения $Q_{огр}$ и инфильтрационная составляющая $Q_{инф}$ с учетом достижимого коэффициента теплорекуперации k_p в воздушном теплообменнике приточно-вытяжной системы. При принятом $k_p = 0,4$ величину отопительной

нагрузкиможно рассчитать по следующей формуле, которая для рассматриваемой квартиры составляет:

$$Q_{от} = (1 - k_p)Q_{инф} + Q_{огр} = 1867 \text{ Вт.}$$

При работе ТНУ данная теплота является нагрузкой конденсатора. Расчет ТНУ проводился при следующих исходных данных: температура охлаждающей воды на входе в испаритель - 26 °С; на выходе - 13 °С; температура конденсации фреона - 65 °С.

При принятых параметрах работы ТНУ и электромеханическом КПД $\eta_{эм} = 0,9$, электрическая мощность компрессора составляет $N_k = 0,65$ кВт при тепловой нагрузке испарителя $Q_{и} \approx 1,280$ кВт.

Для работы предлагаемой системы отопления потребуются дополнительные затраты электрической мощности на привод трех вентиляторов ($N_v = 40$ Вт) приточно-вытяжной системы и на привод сетевого насоса, для транспортировки воды, нагреваемой в конденсаторе паровой турбины ($N_n = 350$ Вт).

Расход топлива на парогазовой ТЭЦ, потребляемый для производства необходимого количества электрической энергии составит

$$B_{тпгу} = \frac{3 \cdot N_k + N_k + N_n}{Q_H^p \cdot \eta_{пгу} \cdot \eta_{эс}} = \frac{3 \cdot 40 + 650 + 350}{42 \cdot 10^6 \cdot 0,55 \cdot 0,95} = 51,03 \cdot 10^{-6}, \text{ кг/с,}$$

где $\eta_{пгу} = 0,55$ – КПД ТЭС ПГУ;

$\eta_{эс} = 0,95$ – КПД электрических сетей.

Расход топлива, потребляемый в водогрейной котельной

$$B_{ткот} = \frac{Q_{от}}{Q_H^p \cdot \eta_{кот} \cdot \eta_{тр} \cdot \eta_{рас}} = \frac{1867}{42 \cdot 10^6 \cdot 0,85 \cdot 0,9 \cdot 0,85} = 68,36 \cdot 10^{-6}, \text{ кг/с,}$$

где $\eta_{кот} = 0,85$ – КПД водогрейного котла;

$\eta_{тр} = 0,9$ КПД тепловой сети;

$\eta_{рас} = 0,85$ – КПД системы распределения теплоносителя по отдельным абонентам.

Перевод систем отопления в жилых домах с тепловой энергии на комбинированную энергию с установкой ТНУ позволяет снизить расход потребляемого топлива на 25 %. В масштабах крупного города это сотни тонн экономии топливных ресурсов.

Выводы

Внедрение теплонасосных установок на ИТП решает целый комплекс проблем. Во-первых, исчезает необходимость в транспортировке высокотемпературного теплоносителя на дальние дистанции от источника

теплоснабжения до потребителя, как это до сих пор реализуется от всех российских источников теплоснабжения. К индивидуальному тепловому пункту, оснащеному тепловым насосом, подводится низкопотенциального теплоноситель с температурой на уровне $30 \div 35$ °С. В этом случае существенно снижаются тепловые потери через трубопроводы, благодаря чему достигается экономия топлива на источниках теплоснабжения.

Во-вторых, появляется возможность использовать в системах теплоснабжения пластиковые трубы, не подвергаемые коррозии и обладающие длительным сроком службы. При транспортировке воды по таким трубам ее качество не ухудшается, процедура водоподготовки на котельных и ТЭЦ может быть упрощена.

Полезное использование в ТНУ теплоты, отводимой из конденсаторов паровых турбин, повышает эффективность использования топлива, превращая ТЭЦ, практически, в безотходное производство.

Отпадает необходимость в строительстве центральных тепловых пунктов, основным назначением которых является распределение тепловой энергии по квартальным тепловым сетям и контроль за средней температурой в этих сетях. Устраняется проблема неравномерности отопления отдельных зданий, у всех потребителей, оснащенных ИТП с ТНУ, будут поддерживаться одинаковые параметры теплоносителя на абонентских вводах.

Использование теплонасосных установок позволяет ликвидировать инерционность работы системы централизованного теплоснабжения, повышая качество регулирования температуры воздуха в отапливаемых помещениях.

Таким образом, системы теплоснабжения с обновленными индивидуальными тепловыми пунктами с ТНУ будут обладать следующими преимуществами:

- высокая маневренность;
- безопасность;
- большая надежность и срок службы;
- минимальные тепловые потери;
- меньшие эксплуатационные затраты;
- равномерное распределение тепловой энергии между потребителями;
- возможность использования более дешевых некорродирующих материалов для изготовления трубопроводов.

Внедрение подобных систем существенно повысит технический уровень распределения и потребления тепловой энергии, а также приведет к экономии топливных ресурсов страны и их рациональному использованию.

Включение ТНУ в системы квартирного воздушного отопления позволят самим жителям настраивать требуемый температурный режим в помещениях.

Контрольные вопросы

1. Что дает включение ТНУ в контур отопления дома или квартиры?
2. ТНУ какого типа целесообразнее применять в системах отопления дома или квартиры?
3. От чего зависит количество потребляемой в ТНУ электрической энергии?
4. Как происходит формирование теплового потока теплоносителя с помощью ТНУ?
5. Как влияет температура низкотемпературного теплоносителя на потребление электрической энергии в ТНУ?
6. Почему исчезают режимы переотапливания и недоотапливания помещений здания при работе ТНУ?

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Из материалов представленной монографии следует, что:

1. Основными недостатками существующих систем централизованного теплоснабжения являются низкая эффективность транспорта и распределения тепловой энергии по многочисленным абонентам при отсутствии системы качественного регулирования температуры воздуха в отапливаемых помещениях. Производство тепловой энергии в 2-3 раза превышает необходимую потребность и часть жилых домов получает избыточное количество теплоты, т.е. переотапливается, что и приводит к пропорциональному перерасходу потребляемых топливных ресурсов.

Низкий уровень качества регулирования систем отопления путем изменения расхода теплоносителя объясняется тем фактором, что сетевая вода при том уровне температур в прямом трубопроводе содержит в себе малое количество эксергии (работоспособной энергии), т.е. именно той энергии, которая в процессе теплообмена способна повысить температуру нагреваемой среды (наружного воздуха).

Из-за инерционности системы централизованного теплоснабжения предпочтение отдается таким режимам работы, при которых в жилые дома подводится избыточное количество тепла и осуществляется индивидуальное поквартирное форточное регулирование воздухообмена и температуры воздушной среды в отапливаемом помещении.

В случае недостатка подвода тепла в отопительные системы жители таких квартир ограничивают поступление наружного воздуха в помещение путем

оклейки и прокладки поролоновых вставок в оконные проемы, ограничивая воздухообмен.

2. Создавать централизованные системы теплоснабжения с крупными источниками тепловой энергии в виде водогрейных котельных мощностью $200 \div 300$ МВт и выше, потребляющих газообразное топливо, нецелесообразно. Такие источники требуют создания разветвленных транспортных коммуникаций со всеми вытекающими трудностями при транспортировке и распределении сетевой воды по присоединенным к тепловой сети жилым домам.

3. Децентрализованные системы теплоснабжения с малым количеством присоединенных зданий к источнику теплоснабжения требуют меньших затрат топливных ресурсов из-за снижения транспортных потерь теплоты и потерь, связанных с распределением теплоты по абонентам. В этой связи строительство модульных котельных вблизи отапливаемых зданий с короткими транспортными коммуникациями экономически и экологически более выгодно.

4. Энергия сжигаемого топлива на ТЭС и передаваемая рабочему телу (водяному пару) не может быть полностью преобразована в электрическую энергию. Из конденсаторов паровых турбин отводится теплота с потоком охлаждающей воды, образующая тепловой отход, содержащий в себе малое количество работоспособной энергии или эксергии. В настоящее время данная теплота выбрасывается в окружающую среду.

Имеется два пути полезного использования отводимой теплоты или теплового отхода.

Первый путь, применяемый в настоящее время на ТЭЦ, заключается в повышении температуры циркуляционной воды до требуемых величин за счет ухудшения вакуума в конденсаторе или нагревания сетевой воды в сетевом подогревателе паром, отбираемым из турбины. При этом часть эксергии от пара дополнительно передается воде, что снижает выработку электрической энергии, но зато вода приобретает потребительские качества, позволяющие использовать её в системах отопления.

Такой путь порождает те же самые проблемы, связанные с транспортировкой и распределением теплоносителя по абонентам, какие имеют место при отпуске теплоты от крупных водогрейных котельных. Однако в этом случае существенно повышается эффективность выработки электрической энергии за счет снижения расхода топлива на её производство.

Второй путь позволяет избежать недостатков первого варианта. В этом случае от ТЭС в системы теплоснабжения отпускаются низкотемпературный теплоноситель (сетевая вода) и электрическая энергия. Формирование

теплого потока, необходимого для функционирования систем отопления осуществляется непосредственно в системах теплоснабжения с помощью тепловых насосов (ТНУ). Установка бытового ТНУ в каждой квартире позволит производить индивидуальную настройку температурного режима в помещениях и поддерживать её в автоматическом режиме. Обращает на себя внимание тот факт, что при этом снижается расход потребляемого топлива, т.е. система теплоснабжения становится более эффективной и экологичной.

5. Реформирование систем централизованного теплоснабжения должно быть направлено на применение в системах отопления комбинированной энергии, т.е. одновременно тепловой и электрической, используемых в ТНУ, устанавливаемых в отдельных квартирах (квартирное отопление) или в ИТП здания (домовое отопление).

ТНУ позволяют сформировать требуемый тепловой поток в необходимом количестве в автоматическом режиме, исключая переотапливание и недоотапливание.

6. Источники теплоснабжения, такие как водогрейные котельные должны быть преобразованы в ТЭЦ, путем установки в них газотурбинных установок со сбросом газа в энергетические котлы или котлы-утилизаторы.

7. Температура прямой сетевой воды может быть на уровне 60 °С, что обеспечивает получение горячей воды в закрытых системах ГВС на уровне 50÷55 °С. Температура воды, подаваемая в отопительные приборы, проходя через ТНУ, повышается до 80÷90°С.

Библиографический список

1. Бэр Г.Д. Техническая термодинамика. М.: Мир, 1977. 517 с.
2. Гершкович В.Ф. Сто пятьдесят...Норма или перебор?//Новости теплоснабжения. 2005. № 5. С 42-47.
3. Гершкович В.Ф. Энергосберегающие системы жилых зданий: пособие по проектированию// Электронный журнал «Экологические системы». 2007. № 1. С 17-39.
4. Гладышев Н.Н., Короткова Т.Ю. Автономные источники тепловой и электрической энергии малой мощности: учеб. пособие/ СПбГТУРП. СПб., 2010. 323 с.
5. Гладышев Н.Н. Источники систем теплоснабжения ЖКХ: учеб. пособие/ ВШТЭ СПбГУПТД. СПб., 2019. 98 с.

6. Гладышев Н.Н., Москалев А.А. Определение потенциала энергосбережения в системах теплоснабжения ЖКХ // Вестник энергоэффективности. 2013. № 2. С. 30-34.
7. Гладышев Н.Н., Луканин П.В. Ресурсосберегающие системы энероснабжения потребителей ЖКХ // Вестник энергоэффективности Минобрнауки России. 2015. № 1. С.86-92.
8. Гладышев Н.Н. Ресурсосберегающие системы отопления зданий ЖКХ// Вестник энергоэффективности Минобрнауки России. 2016. № 4(02). С.22-30.
9. Гладышев Н.Н., Червинский В.Н. Системы отопления в многоквартирных домах с применением электрической и тепловой энергии //Энергетика, экология и бизнес: материалы 3-й Международной науч.-практ. конференции/ ВШТЭ СПбГУПТД. СПб.,2019. С.52-55.
- 10.Гладышев Н.Н., Монашенко А.Д., Цимбал В.Д. Перспективы развития систем централизованного теплоснабжения //Энергетика, экология и бизнес: материалы 3-й Международной науч.-практ. конференции/ ВШТЭ СПбГУПТД. СПб., 2019. С.3-7.
- 11.Гладышев Н.Н., Базулин И.С., Щинов А.Н. Баланс требуемой и фактической подводимой теплоты в системы отопления жилых зданий //Энергетика, экология и бизнес: материалы 3-й Международной науч.-практ. конференции ВШТЭ СПбГУПТД, СПб.,2019. С.114-118.
- 12.Гладышев Н.Н., Морозов Г.А., Базулин И.С Сравнительный анализ источников энергоснабжения //Энергетика, экология и бизнес: материалы 3-й Международной науч.-практ. конференции/ ВШТЭ СПбГУПТД, СПб., 2019. С.122-126.
- 13.Гладышев Н.Н., Короткова Т.Ю., Иванов В.Д. и др. Справочное пособие теплоэнергетика жилищно-коммунального предприятия. – 2-е изд., перераб. и доп. СПбГТУРП. СПб., 2008. 535 с.
- 14.Данилов О.Л., Гаряев А.Б., Яковлев И.В. и др.; Энергосбережение в теплоэнергетике и теплотехнологиях: учебник для вузов/ под ред.А.В.Клименко. М.: Издательский дом МЭИ, 2010. 424 с.
- 15.Жуковский В.С. Термодинамика. М.: Энергоатомиздат, 1983. 304 с.
- 16.Иванов В.Д., Притула В.Н., Иванов С.В. Основы теплоснабжения: учеб. пособие/СПбГТУРП. СПб., 2013. 403 с.
- 17.Казаков В.Г., Луканин П.В., Смирнова О.С. Эксергетические методы оценки эффективности теплотехнологических установок: учеб. пособие/ СПбГТУРП. СПб., 2011. 93 с.
- 18.Кузник И.В. Централизованное теплоснабжение. Проектируем эффективность. - 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/ СПбГТУРП. СПб., 2005. 115 с.

20. Мурзаков В.В. Основы технической термодинамики. М.: ЭНЕРГИЯ, 1973. 302 с.
21. Монашенко А.Д., Гладышев Н.Н. Перспективы развития индивидуальных тепловых пунктов //Энергетика, экология и бизнес: материалы 3-й Международной науч.-практ. конференции/ ВШТЭ СПбГУПТД. СПб., 2019. С.73-76.
22. Покотиллов В.В. Регулирующие клапаны автоматизированных систем тепло-и холодоснабжения. Вена: фирма «HerzArmaturen», 2010. 176 с.
23. Родичев Л.В. Эффективность транспорта тепловой энергии. СПб.: ООО «Дом Шуан», 2006. 448 с.
24. Салихов А.А. Неоцененная и непризнанная «малая» энергетика. М.:Новости теплоснабжения, 2009. 173 с.
25. Слепченко В.С. Опыт эксплуатации коммунального теплоэнергетического предприятия. СПб.: Изд-во ПЭИПК Минэнерго РФ. 2003. 248 с.
26. ГОСТ 12.1.005-88. Общие санитарно-гигиенические требования к воздуху рабочей зоны. М.: Изд-во стандартов, 1989.
27. ГОСТ 30494-96. Здания жилые и общественные. Параметры микроклимата в помещениях. М.: Госстрой России. ГУП ЦПП, 1999.
28. СНиП 41-01-2003. Отопление, вентиляция и кондиционирование воздуха. М.: Госстрой России. ГУП ЦПП, 2004.
29. СНиП 23-02-2003. Тепловая защита зданий. М.: Госстрой России. ГУП ЦПП, 2004.
30. Шарапов В.И., Ротов П.В. Регулирование нагрузки систем теплоснабжения. М.: Новости теплоснабжения, 2007. 164 с.
31. Шарапов В.И., Орлов М.Е. Технологии обеспечения пиковой нагрузки систем теплоснабжения. М.: Новости теплоснабжения, 2006. 203 с.

Оглавление

ВВЕДЕНИЕ	3
Глава 1. ТЕПЛОВАЯ ЭНЕРГИЯ, ЭКСЕРГИЯ И АНЕРГИЯ ТЕПЛОТЫ, ТЕПЛОВАЯ РАБОТА	7
Глава 2. ТЕПЛОВАЯ ЭНЕРГИЯ, ЭКСЕРГИЯ И АНЕРГИЯ СЕТЕВОЙ ВОДЫ	16
Глава 3. ТЕПЛОВЫЕ НАГРУЗКИ И РЕЖИМЫ ОТОПЛЕНИЯ ЗДАНИЙ	25
3.1. Температурный график сетевой воды для регулирования тепловой нагрузки	33
Глава 4. РЕГУЛИРОВАНИЕ ТЕПЛОЙ НАГРУЗКИ В ИТП	42
4.1. Влияние способов регулирования тепловой нагрузки на экономию топливных ресурсов	47
Глава 5. ЭФФЕКТИВНОСТЬ ТРАНСПОРТА ТЕПЛОЙ ЭНЕРГИИ	50
Глава 6. ЭФФЕКТИВНОСТЬ СИСТЕМ ЦЕНТРАЛИЗОВАННОГО ТЕПЛОСНАБЖЕНИЯ	54
Глава 7. ПРОИЗВОДСТВО ЭЛЕКТРИЧЕСКОЙ И ТЕПЛОЙ ЭНЕРГИИ НА ПАРОТУРБИННОЙ ТЭС И ТЭЦ	64
Глава 8. ПРОИЗВОДСТВО ЭЛЕКТРИЧЕСКОЙ И ТЕПЛОЙ ЭНЕРГИИ НА ГАЗОТУРБИННОЙ И ПАРОВОДОВОЙ ТЭС И ТЭЦ	78
Глава 9. ВЫБОР ИСТОЧНИКА ЦЕНТРАЛИЗОВАННОГО ТЕПЛОСНАБЖЕНИЯ	86
Глава 10. ПОВЫШЕНИЕ ЭНЕРГЕТИЧЕСКОЙ ЭФФЕКТИВНОСТИ СТРОИТЕЛЬНЫХ КОНСТРУКЦИЙ ЗДАНИЙ	92
10.1. Способы снижения тепловых потерь через окна	93
10.2. Применение электроподогреваемых стекол в качестве теплозащитных экранов	101
10.3. Снижение тепловых потерь через стены, пол и потолок.	105
10.4. Способы снижения инфильтрационной отопительной нагрузки	107
Глава 11. ФОРМИРОВАНИЕ РЕСУРСОСБЕРЕГАЮЩИХ СИСТЕМ ЦЕНТРАЛИЗОВАННОГО ТЕПЛОСНАБЖЕНИЯ НА БАЗЕ ТНУ	114
11.1. Термодинамические основы работы парокомпрессионной ТНУ	115
11.2. Установка ТНУ в ИТП зданий	119
11.3. Установка ТНУ в квартире с образованием внутриквартирного контура отопления и ГВС	123
11.4. Системы воздушного отопления и ГВС отдельной квартиры.	127
ЗАКЛЮЧЕНИЕ	131
Библиографический список	133

Научное издание

Николай Николаевич Гладышев

**РЕСУРСОСБЕРЕГАЮЩИЕ ТЕХНОЛОГИИ
В СИСТЕМАХ ЦЕНТРАЛИЗОВАННОГО
ТЕПЛОСНАБЖЕНИЯ ЖКХ**

Монография

Редактор и корректор Н.П. Новикова
Техн. редактор Л.Я. Титова

Темплан 2020 г., поз 14

Подп. к печати 07.09.2020

Формат 60x84/16. Бумага тип. № 1.

Печать офсетная. Печ. л. 8,75. Уч.-изд.л. 8,75

Тираж 100 экз. Изд. № 14. Цена «С» Заказ №

Ризограф Высшей школы технологии и энергетики СПбГУПТД, 198095,
Санкт-Петербург, ул. Ивана Черных, 4.