

Н. Н. Гладышев, Т. Ю. Короткова, И. С. Базулин

**ИННОВАЦИОННЫЕ ТЕХНОЛОГИИ
ИСПОЛЬЗОВАНИЯ ТЕПЛОВОЙ
И ЭЛЕКТРИЧЕСКОЙ ЭНЕРГИИ**

Учебное пособие

**Санкт-Петербург
2021**

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, Т. Ю. Короткова, И. С. Базулин

**ИННОВАЦИОННЫЕ ТЕХНОЛОГИИ
ИСПОЛЬЗОВАНИЯ ТЕПЛОВОЙ
И ЭЛЕКТРИЧЕСКОЙ ЭНЕРГИИ**

Учебное пособие

Утверждено Редакционно-издательским советом ВШТЭ СПбГУПТД

Санкт-Петербург
2021

УДК 621.1/3(075)
ББК 31.38я7
Г523

Рецензенты:

доктор технических наук, профессор, заместитель генерального директора Центрального
морского конструкторского бюро «Алмаз»

В. В. Барановский;

доктор технических наук, профессор Санкт-Петербургского государственного университета
промышленных технологий и дизайна

В. Г. Казаков

Гладышев, Н. Н., Короткова, Т. Ю., Базулин, И. С.

Г523 Инновационные технологии использования тепловой и электрической энергии: учеб. пособие / Н. Н. Гладышев, Т. Ю. Короткова, И. С. Базулин . – СПб.: ВШТЭ СПбГУПТД, 2021. – 168 с.
ISBN 978-5-91646-273-9

Учебное пособие соответствует программам и учебным планам дисциплины «Инновационные технологии использования тепловой и электрической энергии» для студентов, обучающихся по направлению подготовки 13.03.01 «Теплоэнергетика и теплотехника». Изложена информация о состоянии и современных перспективах развития производств электрической и тепловой энергии и энергосберегающих технологий в мире и России, повышения роли энергосбережения и энергоэффективности теплоэнергетических систем.

Пособие предназначено для подготовки бакалавров очной и заочной форм обучения. Отдельные разделы пособия могут быть полезны аспирантам и специалистам, работающим в области метрологии.

УДК 621.1/3(075)
ББК 31. 38я7

ISBN 978-5-91646-273-9

© ВШТЭ СПбГУПТД, 2021
© Гладышев Н. Н., Короткова Т. Ю.,
Базулин И. С., 2021

Оглавление

Введение	4
1. Классификация систем теплоснабжения	6
2. Тепловая энергия, эксергия и анергия теплоты, тепловая работа	16
3. Тепловая энергия, эксергия и анергия сетевой воды	24
4. Тепловые нагрузки и режимы отопления зданий	32
5. Температурный график сетевой воды для регулирования тепловой нагрузки	40
6. Регулирование тепловой нагрузки в ИТП	50
7. Эффективность транспорта тепловой энергии	58
8. Эффективность систем теплоснабжения	62
9. Повышение энергетической эффективности строительных конструкций зданий	71
9.1. Способы снижения тепловых потерь через окна	71
9.2. Применение электроподогреваемых стекол в качестве теплозащитных экранов	81
9.3. Снижение тепловых потерь через стены, пол и потолок	84
10. Способы снижения инфильтрационной отопительной нагрузки	86
11. Формирование систем централизованного теплоснабжения на базе ТНУ	95
11.1. Термодинамические основы работы парокompрессионной ТНУ	96
11.2. Установка ТНУ в ИТП зданий	100
11.3. Установка ТНУ в квартире с образованием внутриквартирного контура отопления и ГВС	104
11.4. Системы воздушного отопления и ГВС отдельной квартиры	108
12. Когенерационные источники энергоснабжения систем централизованного теплоснабжения	111
12.1. Мини-ТЭЦ на базе ГТУ	112
12.2. Газотурбинные установки малой мощности отечественного и зарубежного производства	117
12.3. Пример теплового расчета цикла ГТУ	129
12.4. Мини-ТЭЦ на базе газопоршневых двигателей. Основные типы газопоршневых двигателей	131
12.5. Термодинамические характеристики работы двигателей внутреннего сгорания	138
12.6. Схемы когенерационных источников энергоснабжения на базе газопоршневых двигателей	143
12.7. Пример термодинамического расчета основных характеристик газопоршневого двигателя FG51P1	149
13. Тригенерационные источники энергоснабжения	152
14. Проблемы внедрения ресурсосберегающих технологий в системы централизованного теплоснабжения	160
Библиографический список	165

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.

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. [25], 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.

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. Впрочем, 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) [25].

В последние годы в стране введены в эксплуатацию ряд современных ТЭЦ, работающих по парогазовому циклу (ТЭЦ ПГУ), обладающих самой высокой эффективностью производства электрической энергии. Электрический КПД таких источников достигает 55 % и выше. В таких источниках при относительном снижении производства тепловой энергии значительно возрастает производство электрической энергии, которая практически не применяется в современных системах отопления зданий. В то же время для ликвидации возникающего дисбаланса тепловой энергии вводятся в строй дополнительные водогрейные котельные без производства электрической энергии в них. В Санкт-Петербурге дело дошло до того, что рассматриваются предложения по переоборудованию некоторых паротурбинных ТЭЦ в отопительные водогрейные котельные.

На рис. 1 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 [5].

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.

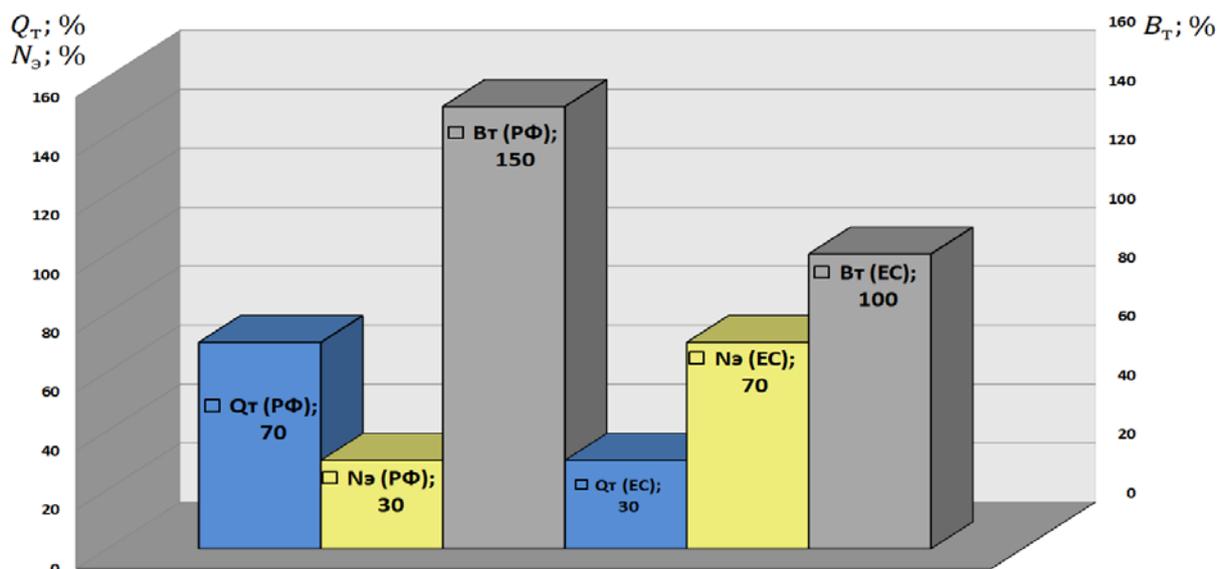


Рис. 1. Структура энергопотребления в странах ЕС и РФ

Частичное применение электрической энергии в системах отопления, как будет показано в данном учебном пособии, 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 должно быть исключено сжигание газообразного топлива в водогрейных котлах.

1. КЛАССИФИКАЦИЯ СИСТЕМ ТЕПЛОСНАБЖЕНИЯ

Система теплоснабжения – это совокупность взаимосвязанных энергоустановок по выработке, транспорту и использованию теплоты. Задача теплоснабжения заключается в обеспечении необходимого теплового режима зданий в отопительный период года.

Основные положения энергетической политики Российской Федерации представлены в Федеральном законе от 23 ноября 2009 года N 261-ФЗ «Об энергосбережении и о повышении энергетической эффективности, и о внесении изменений в отдельные законодательные акты Российской Федерации». Реализация концепции энергоэффективности и энергосбережения лежит в основе государственной энергетической политики и обеспечивается

механизмами рационального пользования недрами и ростом внутренних рынков [19].

Так как технологии производства, транспорта и использования тепловой энергии отличаются и имеют свои особенности, то целесообразно разделить систему теплоснабжения ЖКХ на три основных звена: источники тепловой энергии, трубопроводы тепловой сети (транспортные коммуникации) и отапливаемые здания (потребители тепловой энергии). В настоящее время все звенья системы теплоснабжения имеют ведомственную разобщенность, т. е. находятся в подчинении различных юридических и физических лиц, что увеличивает число посредников на пути тепловой энергии к потребителям и усложняет комплексный анализ работы всей системы теплоснабжения.

Поддержание необходимой температуры воздуха в жилых и общественных помещениях достигается за счет равновесия между теплопритоком и потерями тепла в зданиях. В основном нагрев воздуха внутри помещения осуществляется с помощью отопительных приборов путем циркуляции внутри них водяного теплоносителя заданных параметров.

Источниками тепловой энергии могут быть водогрейные котлы, водогрейные котельные различной мощности, а также ТЭЦ, классифицируемые как когенерационные источники, одновременно вырабатывающие электрическую и тепловую энергию.

Классификация систем теплоснабжения по количеству присоединенных абонентов (отапливаемых зданий) позволяет выделить следующие типы:

- системы централизованного теплоснабжения (СЦТ);
- системы децентрализованного теплоснабжения (СДТ).

Количество присоединенных абонентов в СЦТ может достигать десятков и даже сотен, объединенных между собой единой, разветвленной тепловой сетью. В качестве источников тепловой энергии в таких системах используются ТЭЦ или крупные водогрейные котельные.

Источниками децентрализованных систем теплоснабжения могут быть:

1. Модульные котельные, размещаемые в контейнерах вблизи нескольких отапливаемых зданий, объединенных единой тепловой сетью небольшой протяженности. Такие системы целесообразно называть модульными системами теплоснабжения.

2. Автономные котельные, размещаемые в подвальных помещениях или на крышах и обслуживающих одно здание, т. е. при отсутствии наружных тепловых сетей (автономные системы теплоснабжения);

3. Индивидуальные котлы, устанавливаемые в отдельных квартирах. В этом случае отсутствуют единые внутридомовые теплопроводы (индивидуальные системы теплоснабжения).

Причину создания СЦТ объясняет необходимость утилизации низкотемпературной теплоты, отводимой из конденсаторов паротурбинных турбин 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).

Выделяют следующие преимущества систем централизованного теплоснабжения:

- взрывоопасное оборудование выведено за пределы жилых и общественных помещений;
- локализация вредных выбросов на источниках, где с ними можно эффективно бороться;
- возможность использования на источниках разных видов топлива, в том числе местных, сжигание мусора, а также использование возобновляемых энергетических ресурсов;
- высокий электрический КПД (коэффициент полезного действия) крупных ТЭЦ и тепловой КПД крупных котельных, работающих на твердом топливе.

Системы централизованного теплоснабжения обладают также серьезными недостатками, к числу которых можно отнести:

- низкое качество централизованного теплоснабжения из-за наличия потерь тепла при транспортировке и распределении теплоносителя по абонентам;
- сложный, дорогой, затянутый порядок подключения к системе ЦТ;
- отсутствие возможности регулирования объемов потребления;
- включение и отключение центрального отопления осуществляется строго в рамках отопительного сезона, жильцы домов не могут влиять на его начало и конец;
- износ тепловых сетей, следствием которого является множество аварий и внеплановых отключений теплоснабжения;
- длительный срок летних отключений горячего водоснабжения (ГВС) [3, 11].

Системы децентрализованного теплоснабжения

Децентрализация систем теплоснабжения, проводимая в последние годы, связана с созданием блок-модульных котельных на газообразном топливе. Как уже указывалось, блок-модульные котельные предназначены для систем теплоснабжения несколько отдельно стоящих зданий по системе модульного теплоснабжения или одного здания с размещением котельной на крыше, или в подвальном помещении по системе автономного теплоснабжения.

Сборка модуля как правило осуществляется в контейнере в заводских условиях. На рис. 2 представлена тепловая схема модульной котельной для закрытой системы теплоснабжения с независимым присоединением системы отопления.

Система автоматического управления, которой комплектуются модульные котельные, обеспечивает автоматический пуск котла, автоматическое включение в работу подпиточного насоса при понижении давления воды в системе отопления, полуавтоматическое включение и

выключение сетевых насосов в системе отопления и горячего водоснабжения, автоматическое двухпозиционное регулирование уровня воды в барабане и конденсатном баке, подачи топлива и воздуха, температуры топлива, автоматическое поддержание температуры воды в сетях отопления и горячего водоснабжения, защиту и аварийную сигнализацию. Аксонометрическая схема модульной котельной представлена на рис. 3.

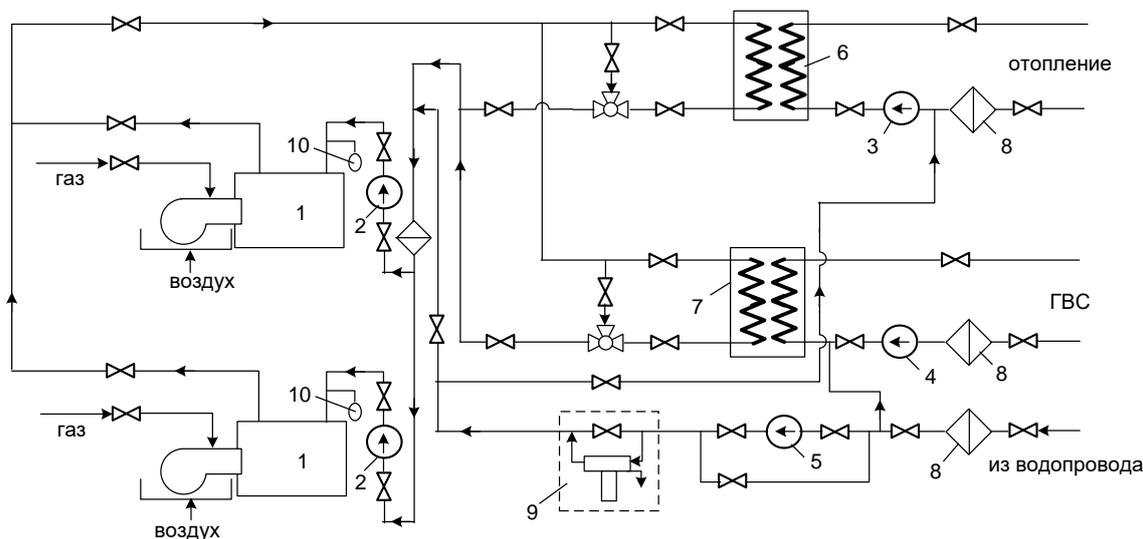


Рис. 2. Принципиальная тепловая схема модульной котельной для закрытой системы теплоснабжения с независимым присоединением системы отопления:

1 – водогрейный котел; 2 – насос котлового контура; 3 – насос контура отопления; 4 – циркуляционный насос ГВС; 5 – подпиточный насос; 6 – водоводяной подогреватель системы отопления; 7 – водо-водяной подогреватель системы ГВС; 8 – фильтр-грязевик; 9 – водоподготовка; 10 – мембранный бак.

Крышная котельная рассчитана на теплоснабжение только одного здания, на котором она установлена. Общая тепловая мощность котельной не должна превышать 1500 кВт, а единичная мощность теплового агрегата – 500 кВт. Крышные котельные применяются для теплоснабжения производственных зданий, жилых домов и административных зданий. Особенно целесообразно использование крышных котельных в случае недостатка свободных площадей в промышленных и жилых застройках со сложной инфраструктурой. Также крышные котельные активно используются и в новостройках, так как застройщику выгоднее поместить котельную на крыше построенного здания, нежели занимать котельной участок земли.

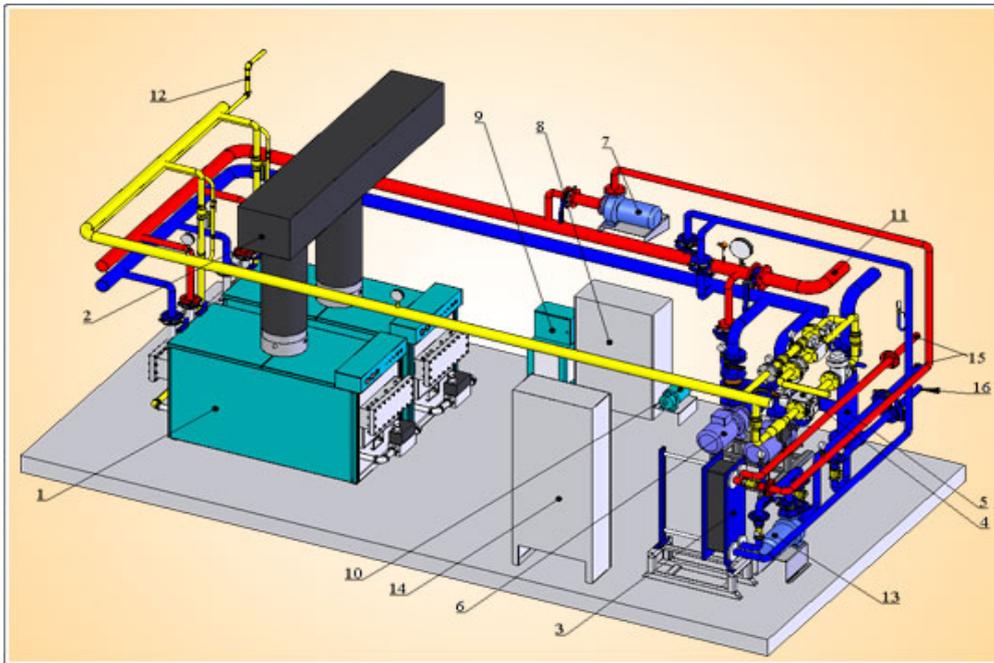


Рис. 3. Аксонометрическая схема модульной котельной:

1 – котел; 2 – коллектор дымохода; 3 – пластинчатый теплообменник ГВС; 4 – газовый счетчик; 5 – грязевик; 6 – циркуляционный насос системы отопления; 7 – насос 1-го контура ГВС; 8 – бак подпиточный; 9 – установка дозирования реагентов; 10 – насос подпитки; 11 – трубопровод отопления; 12 – выход на продувочную свечу; 13 – насос 2-го контура ГВС; 14 – щит управления котельной; 15 – трубопроводы ГВС; 16 – трубопровод холодной воды

По сравнению с другими вариантами, крышная котельная имеет ряд неоспоримых преимуществ:

- не нужен участок земли под строительство котельной;
- теплопроводы имеют минимальную протяженность;
- не нужно строить дымовую трубу большой высоты;
- идеальные естественные условия для подачи первичного и вторичного воздуха к котлам;
- благодаря постоянному проветриванию отсутствует опасность поступления природного газа или дымовых газов в помещение котельной;
- улучшенные условия для развеивания дымовых газов котельной, расположенной на крыше высотного здания, что немаловажно с точки зрения экологии.

Внешний вид крышной котельной показан на рис. 4.



Рис. 4. Внешний вид крышной котельной

Крышными котельными могут оборудоваться здания, как правило, высотой до десяти этажей включительно (26,5 м). Нельзя размещать крышные котельные на зданиях школ, детских дошкольных учреждений, на зданиях лечебных учреждений, санаториев и домов отдыха, над помещениями общественных зданий с одновременным пребыванием в них более 50 человек, над производственными помещениями, непосредственно на перекрытиях жилых помещений, смежно с жилыми помещениями [4].

Оборудование, устанавливаемое в котельной, не должно создавать избыточную нагрузку на перекрытия, т. е. не должно быть слишком тяжелым. Поэтому наиболее оптимальным вариантом является установка котлов с медными теплообменниками. Безусловно, все котельное оборудование при высоком КПД должно быть автоматизированным, надежным и безопасным. Такие же требования предъявляются и к арматуре и, конечно, к насосному оборудованию.

Применяемая автоматика должна позволять диспетчеризацию и обслуживание нескольких котельных одной организацией, что существенно снижает эксплуатационные расходы и энергопотери.

В комплектацию крышных котельных входит следующее оборудование:

- котел водогрейный;
- насос циркуляционный центробежный;
- насос подпиточный;
- клапан предохранительный;
- сигнализатор СО;
- электроосвещение, силовое электрооборудование;
- клапан электромагнитный водяного типа;
- счетчик газовый ротационный;
- электроконтактный манометр;
- быстродействующий клапан;
- водоподготовка.

Питание природным газом котельных должно осуществляться газопроводом низкого давления до 5 кПа. Газопровод к котельной прокладывают по наружной стене.

На вводе газопровода непосредственно в помещение котельной предусматривается установка отключающего устройства с врезкой после него продувочного газопровода с отключающим устройством и штуцера с краном для отбора пробы. В схему газооборудования крышной котельной входит запорно-предохранительный клапан с электромагнитом, сблокированным с системой загазованности и с системой пожарной сигнализации.

Помещения крышных котельных оборудуются постоянно действующей приточно-вытяжной вентиляцией. Приточная вентиляция рассчитана на подачу воздуха на горение и общий воздухообмен в помещении [4].

Принципиальная тепловая схема крышной котельной аналогична тепловой схеме модульной котельной.

Котлы, устанавливаемые в крышных котельных должны иметь низкие показатели по шуму и вибрации, обеспечивать простоту обслуживания и ремонта, иметь минимальный вес с учетом веса теплоносителя и небольшие габаритные размеры.

Индивидуальные системы теплоснабжения с установкой отопительных котлов в отдельных квартирах

Поквартирное отопление (ПО) – автономное индивидуальное обеспечение отдельной квартиры в многоквартирном доме теплом и горячей водой. Наибольшее распространение при поквартирном отоплении в многоэтажных малоквартирных домах (до 9 этажей) получили настенные двухконтурные газовые котлы, устройство которых показано на рис. 5.

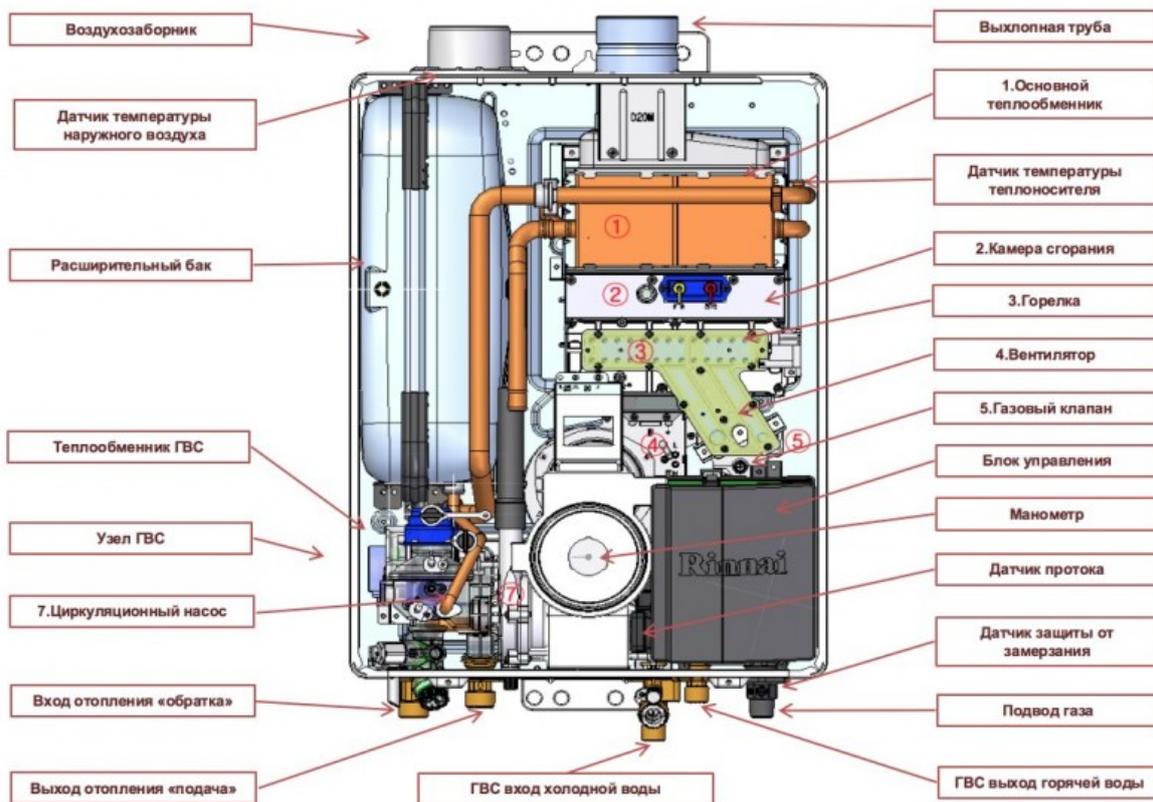


Рис. 5. Устройство двухконтурного газового котла

В этом случае в каждой квартире устанавливается настенный газовый двухконтурный котел с закрытой камерой сгорания, обеспечивающий отопление и горячее водоснабжение (ГВС). Монтаж настенного котла для индивидуального поквартирного отопления показан на рис. 6.



Рис. 6. Котел для индивидуального отопления

Прежде всего, в поквартирном отоплении заинтересованы пользователи, получающие комфортное теплоснабжение с возможностью управлять его режимами по своему усмотрению и оплачивать только реально потребленные ресурсы (газ и воду). Важно, что вместе с индивидуальным теплогенератором (котлом) владелец квартиры получает доступ к пользованию другими продуктами и технологиями современного рынка отопительной техники: водяному «теплому полу», многим моделям современных радиаторов и конвекторов, установка которых невозможна в домах с централизованным теплоснабжением, и т. д. В некоторой степени поквартирное отопление может рассматриваться как сегмент домов (квартир) с повышенной комфортностью [9, 19].

Преимущества поквартирного отопления:

1. Практика показывает, что разница в оплате между централизованным отоплением и индивидуальным газовым колеблется от 2 до 3 раз при одинаковом температурном режиме.

Это продиктовано рядом факторов. Газ, который используется для производства тепла котельными и ТЭЦ, оплачивается по более высокому тарифу, по сравнению с частными лицами. Также в стоимость центрального отопления включена амортизация оборудования. Генерирующее оборудование нуждается в периодическом ремонте и обслуживании; кроме того, в тарифы вынужденно приходится закладывать и плановую замену оборудования. Ежегодный ремонт и плановая замена теплотрасс тоже ложится бременем на потребителей. Систему отопления дома необходимо обслуживать. В эту статью расходов входит плановая замена и ремонт стояков, устранение течей радиаторов, ревизия и замена задвижек в элеваторном узле, контроль температурного режима элеватора и т. д. Наконец, все потери тепла: на теплотрассе с содранной теплоизоляцией, в открытом нараспашку подъезде, даже в самой ТЭЦ, оплачивает потребитель.

2. Еще одно важнейшее достоинство, которым обладает поквартирное отопление – независимость. Отопительный сезон начинается тогда, когда удобно потребителю.

Основные проблемы поквартирного отопления:

– Затруднительное использование ПО в многоквартирных жилых домах. Дымоход необходимо выводить на фасад здания, при этом продукты сгорания могут попадать в квартиры верхних этажей.

– Допустимо применение котлов только с закрытой камерой сгорания и выделенным воздухопроводом для забора воздуха с улицы (обычно применяется конструкция «труба в трубе», когда дымоотводящая труба находится внутри воздухозаборной).

– Длительная работа газового котла при отсутствии в квартире жильцов недопустима по соображениям безопасности эксплуатации газового оборудования. Одновременно с этим недопустимо и длительное отключение котлов самими жителями в зимний период во избежание размораживания

системы отопления, водоснабжения и водоотведения, порчи личного имущества и здания.

– Система ПО не должна применяться в зданиях старых типовых серий. Здание должно быть специально спроектировано под ПО. Основные причины этого: необходимость организации эффективного удаления продуктов сгорания, т. к. на одном этаже к общему дымоходу может подключаться только один котел. В доме должны эффективно работать вытяжки. Также предъявляются повышенные требования к системам внутридомового и внутриквартирного газоснабжения. В квартирах в обязательном порядке должны быть установлены датчики обнаружения утечки газа, способные немедленно прекратить подачу газа в случае неисправности оборудования.

Режим работы всех котлов, установленных в квартирах, будет повторно-кратковременным, т. е. периодическим. Это определяется тем, что мощность котла подбирается не по нагрузке отопления, а по пиковой нагрузке ГВС, превышающей в несколько раз отопительную, а глубина регулирования мощности большинства котлов от 40 до 100 %. Задача – избежать образования точки росы в газоходах, для чего они должны быть горизонтальными, иметь теплоизоляцию, устройства сбора и нейтрализации конденсата.

Проблемы удаления продуктов сгорания особенно остро назревают в высотных зданиях, поскольку тяга не регулируется и изменяется в значительных пределах по высоте здания, а также при изменении погоды.

Необходимо отметить следующие особенности поквартирного отопления:

1. Необходимость значительной мощности квартирного котла для обеспечения максимального расхода горячей воды определяет то обстоятельство, что суммарная мощность квартирных котлов в 2 – 2,5 раза превышает мощность альтернативной домовой котельной.

2. Серьезной проблемой является свободный, неконтролируемый доступ к котлам детей, лиц, находящихся в состоянии алкогольного или наркотического опьянения, а также людей с нарушенной психикой. Доступ специалистов для обслуживания газового оборудования часто бывает затруднен.

3. Средний срок службы котлов 15 – 20 лет, но зачастую серьезные поломки происходят гораздо раньше. Для предупреждения накипи в теплообменниках, обеспечения длительной работы мембран расширительных баков и сальников желательна установка системы фильтров грубой и тонкой очистки, а также системы умягчения воды. Эти системы могут занимать достаточно большой объем, и не всегда есть возможность размещения их в малогабаритных помещениях квартиры.

4. Часто индивидуальное отопление называют «автономным» имея ввиду, что в каждой квартире создается своя независимая от других жителей система отопления и ГВС. Фактически же поквартирное отопление здания – это жестко взаимозависимая по газу, воде, электроэнергии, дымоудалению и теплоперетокам система с распределенным сжиганием.

5. С точки зрения энергоэффективности эта система проигрывает варианту автоматизированной внутридомовой газовой котельной с поквартирным учетом и регулированием из-за полного отсутствия режимного регулирования процесса сжигания.

6. Экономическая выгода ПО объясняется отсутствием в расчетах амортизационных отчислений и искусственно сдерживаемой ценой на бытовой газ (в большинстве других стран цены на газ для бытового потребления в 1,5 – 3 раза выше цены для крупных потребителей).

Исходя из вышеизложенного, можно сделать вывод о том, что индивидуальное отопление целесообразно использовать в частных домах; в небольших населенных пунктах с малоэтажной застройкой оно также оправдано, поскольку эксплуатация мелких котельных при минимальном объеме реализации оказывается слишком дорогой для жителей; когда существующая котельная не может покрыть перспективную нагрузку нового строительства, ПО актуально для новых зданий.

Контрольные вопросы

1. При какой системе теплоснабжения затрачивается максимальное количество топлива?
2. Какова причина создания централизованных систем теплоснабжения?
3. Какое оборудование устанавливается в модульной котельной, позволяющее обеспечить закрытую систему теплоснабжения и независимое присоединение систем отопления?
4. Какая из систем теплоснабжения позволяет снизить расход топлива до минимальных значений?

2. 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. [1].

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

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

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

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

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

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:

$$h + \frac{c^2}{2} + gZ(P), \quad (2.1)$$

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:

$$q = \Delta u + l = u_2 - u_1 + \int_{v_1}^{v_2} P \cdot dv, \quad (2.2)$$

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:

$$q = u_2 - u_1 + P \int_{v_1}^{v_2} \cdot dv = u_2 - u_1 + P(v_2 - v_1) =$$

$$= (u_2 + Pv_2) - (u_1 + Pv_1) = h_2 - h_1, \quad (2.3)$$

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

$$h = u + Pv, \quad (2.4)$$

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

Согласно определению теплоемкости:

$$dq = C_p dT = C_p dt \text{ и } q = C_p(T_2 - T_1) = C_p(t_2 - t_1), \quad (2.5)$$

поэтому:

$$dh = C_p dT = C_p dt, \quad (2.6)$$

$$h_2 - h_1 = C_p(T_2 - T_1) = C_p(t_2 - t_1). \quad (2.7)$$

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

$$Q = G_{\text{ЭН}}(h_2 - h_1) = G_{\text{ЭН}}C_p(T_2 - T_1). \quad (2.8)$$

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

$$Q_{\text{ЭН}} = G_{\text{ЭН}} \cdot h. \quad (2.9)$$

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. Все же 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:

$$\text{Энергия} = \text{Эксергия} + \text{Анергия} \quad (2.10)$$

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 его анергию – символом A , обобщенное соотношение (2.11) можно записать в следующем виде:

$$Q = E + A. \quad (2.11)$$

Переходя к удельным величинам, уравнение (2.12) можно записать

$$q = e + a. \quad (2.12)$$

Профессор Казаков В. Г. в работе [18] 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. 6.

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

$$S = \int_{T_{oc}}^T C_{pп} \cdot \frac{dT}{T}, \quad (2.13)$$

где $C_{pп}$ – теплоемкость продуктов сгорания.

Площадь под линией процесса 1 – 2, ограниченная точками 1 – 2 – S_2 – S_1 – 1, соответствует теплоте q , подводимой к рабочему телу. Величина данной теплоты может быть рассчитана по уравнению (2.8).

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

Площадь треугольника, ограниченная точками 1 – 2 – R – 1, соответствует величине работоспособной части подводимой теплоты, т. е. ее эксергии (e), а площадь прямоугольника, ограниченная точками 0 – 1 – R –

- 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. 7а:

$$B_{\text{T}} Q_{\text{p}}^{\text{H}} \eta_{\text{ТГ}} = Q_{\text{прсг}} = Q_{\text{Г}} = Q_{\text{п}}^{\text{ВД}} = Q_{\text{п}}^{\text{НД}} = Q_{\text{св}}, \quad (2.16)$$

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.

В то же время, как видно из диаграммы на рис. 7б, 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.

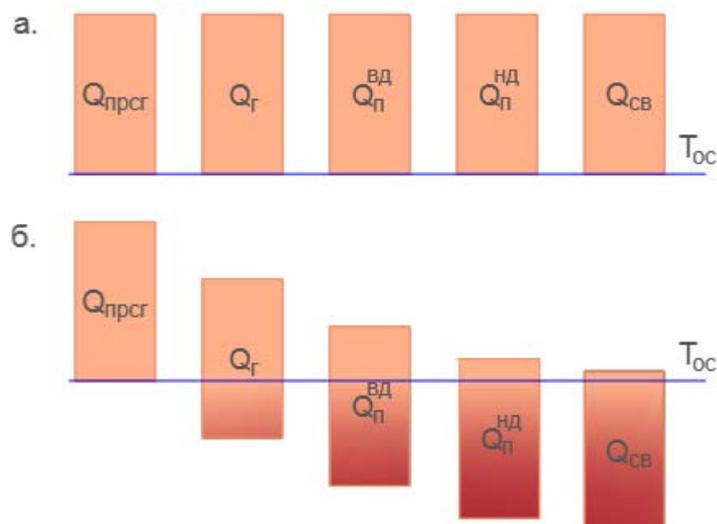


Рис. 7. Сравнительная диаграмма качества тепловой энергии, переносимой различными энергоносителями:

a – количество тепловой энергии; *б* – качество тепловой энергии

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 энергии в нем.

Остается выяснить, какая часть тепловой энергии сжигаемого топлива и при реализации, каких процессов преобразуется в эксергию и энергию 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. 6) 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} :

$$q = l_{1-R} + l_{R-2}. \quad (2.17)$$

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} :

$$l_{1-R} = a_{1-2} = T_{ос}(S_2 - S_1), \quad (2.18)$$

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

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

Совершаемую в 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 [16].

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:

$$l_{тр} = \Delta u = e_2 = c_v(T_2 - T_R) = h_2 - h_1 - T_{oc}(S_2 - S_1), \quad (2.19)$$

Таким образом, параметрами, характеризующими качество энергоносителя или рабочего тела в состоянии, определяемом точкой 2 на T - S -диаграмме (см. рис. 6) являются:

– энтальпия h_2 – характеризующая запас тепловой энергии энергоносителя или рабочего тела:

$$h_2 = e_2 + a_2; \quad (2.20)$$

– 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:

$$a_2 = a_{1-2} + h_1, \quad (2.21)$$

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?

3. ТЕПЛОВАЯ ЭНЕРГИЯ, ЭКСЕРГИЯ И АНЕРГИЯ СЕТЕВОЙ ВОДЫ

Рассмотрим процесс нагревания воды при атмосферном давлении. На T - S -диаграмме (см. рис. 8) данный процесс изображен в виде отрезка $F - B$, лежащем на нижней пограничной кривой [9].

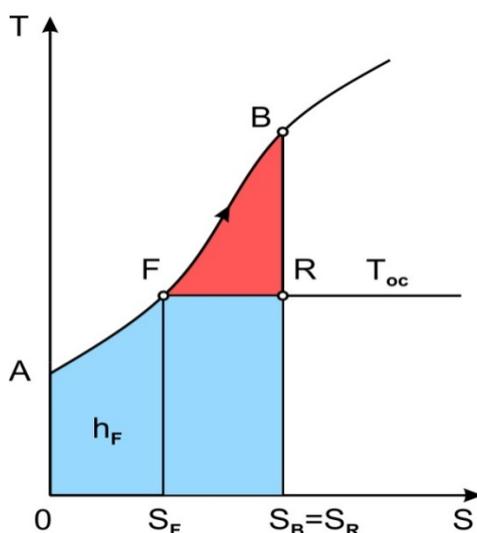


Рис. 8. Процесс нагревания воды в T - S -диаграмме

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

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

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

$$q_{\text{под}} = q_{\text{Э}} + q_{\text{БЭ}}, \quad (3.2)$$

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

Сопоставляя уравнение первого закона термодинамики:

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

Из уравнения (3.2) 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. 9 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.

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

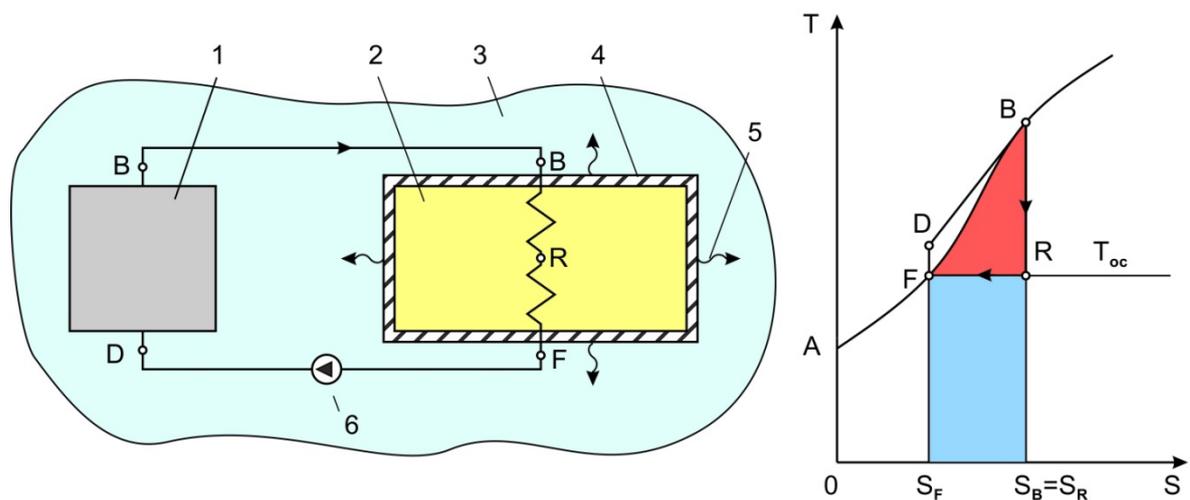


Рис. 9. Схема простейшей системы теплоснабжения с водогрейным котлом и T-S-диаграмма с изображением процессов изменения параметров сетевой воды в источнике и в отопительной системе жилого дома:

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

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 $F(D) - B$, протекающем 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 [21]: «Только в обратимых изоэнтропийных процессах расширения эксергия потока полностью затрачивается на

совершение тепловой работы, а в обратимых изэнтропийных 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. 10.

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:

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

где $e_M = h_M - h_K$ – эксергия потока обратной сетевой воды; $a_M = h_K - h_A$ – анергия потока обратной сетевой воды, соответствующая энтальпии рабочего тела в точке K .

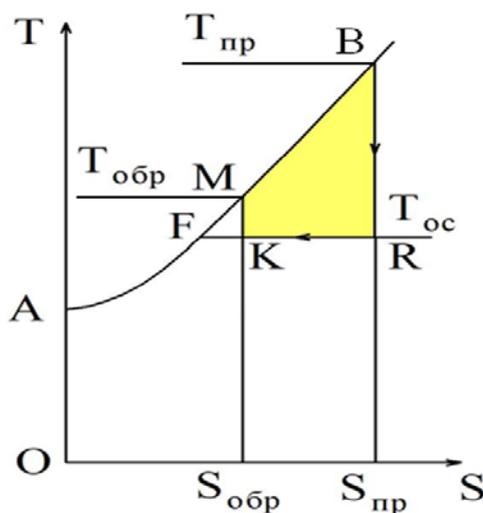


Рис. 10. Тепловая работа сетевой воды в $T-S$ - диаграмме

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

$$q_{св} = h_B - h_M = c_p(t_{пр} - t_{обр}), \quad (3.11)$$

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. 10) и определена по формуле в виде разности эксергий одного килограмма воды на входе и выходе из отопительной системы:

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

Величина удельной тепловой работы может быть рассчитана по следующей формуле:

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

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

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

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

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

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

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

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

где $B_{\text{т}}$ – расход топлива; $Q_{\text{р}}^{\text{н}}$ – теплота сгорания топлива.

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

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

Работа водогрейного котла характеризуется простотой и эффективностью передачи теплоты сжигаемого топлива сетевой воде. Энергетический КПД достигает 90 % и выше. В то же время эксергетический КПД водогрейного котла не превышает 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 ее температуру. Эта часть теплоты затрачивается на совершение работы расширения нагреваемой среды (воздуха). Теплообмен возможен только при наличии эксергии в потоке греющей среды и происходит при совершении тепловой работы.

На рис. 11 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 , но работоспособная часть этого потока, или его эксергия E_T , незначительна. Большая часть энергии сжигаемого топлива переходит в неработоспособное состояние, или анергию A_T .

Так как эксергии в потоке сетевой воды мало, то для доставки к отопительным приборам ее 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.

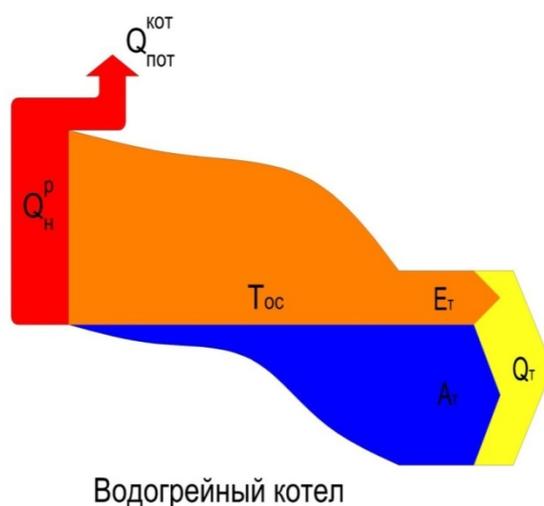


Рис. 11. Диаграмма перехода энергии сжигаемого топлива в водогрейном котле в эксергию и анергию нагреваемой воды

На рис. 12 представлены сравнительные размеры транспортных коммуникаций для передачи одного и того же количества эксергии.

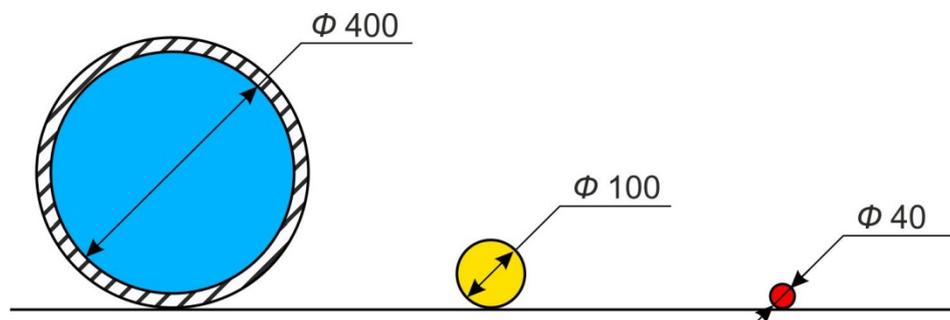


Рис. 12. Сравнительные размеры транспортных коммуникаций для передачи одного и того же количества эксергии

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 отпливаемых 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 [31].

Температура сетевой воды в прямом и обратном трубопроводах мало меняется с понижением температуры наружного воздуха до расчетных значений. В то же время 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 переотапливанию части зданий в осенне-

весенний период. Регулирование теплотребления 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?

4. ТЕПЛОВЫЕ НАГРУЗКИ И РЕЖИМЫ ОТОПЛЕНИЯ ЗДАНИЙ

Будем рассматривать отапливаемое здание как некую термодинамическую систему, представляющую собой замкнутое пространство, заполненное воздухом и отделяемое от окружающей среды ограждающими конструкциями. 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 [2, 12].

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 [27, 28].

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

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

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

где $t_{вр} = 18 \div 22$ °С постоянно поддерживаемая внутренняя расчетная температура; t_n – температура наружного воздуха, °С; q_0 – удельная

теплопотеря, или отопительная характеристика здания (потеря теплоты теплопередачей через наружные ограждения при разности внутренней и наружной температуры в 1 °С, отнесенная к 1 м³ наружного объема здания, Вт/(м³·°С)) принимается по справочной литературе; $V_{зд}$ – объем здания по наружному обмеру, м³.

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

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

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

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

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

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

F – площадь поверхности ограждающих конструкций, м²;

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

$\Delta T = t_{в} - t_{н}$ – 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:

$$R = R_{в} + \sum R_{\lambda} + R_{н} = \frac{1}{\alpha_{в}} + \sum \frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_{н}}, \quad (4.4)$$

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/м·К.

В здание с естественной вентиляцией наружный воздух проникает через имеющиеся неплотности в ограждениях или через форточки [7].

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 $Q_{\text{пол}}$:

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

$$Q_{\text{пол}} = G_{\text{пол}} \cdot c_p \cdot (t_{\text{в}} - t_{\text{н}}), \quad (4.6)$$

где $V_{\text{взд}}$ – внутренний объем здания, м³; $\rho_{\text{в}}$ – плотность воздуха, м³/кг; m – нормируемая кратность воздухообмена, 1/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:

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

Избыточная теплота определяется по уравнению:

$$Q_{\text{изб}} = G_{\text{изб}} \cdot c_p \cdot (t_{\text{в}} - t_{\text{н}}). \quad (4.8)$$

Таким образом, инфильтрационная отопительная нагрузка составит

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

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

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

В некоторой степени данная проблема решается путем установки под подоконником окна вентиляционных клапанов, обеспечивающих дозированное поступление воздуха в проветриваемое помещение. На рис. 12 представлен такой клапан.

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

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

где $k_p = \frac{Q_{\text{рек}}}{Q_{\text{инф}}}$ – степень теплорекуперации, определяющая процентное соотношение теплоты, передаваемой наружному воздуху в теплорекуператоре; $Q_{\text{рек}}$ – теплота, передаваемая в теплорекуператоре воздуху, поступающему по приточной системе вентиляции во внутренний объем здания.

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

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

Таблица 1 – Нормы кратности воздухообмена, час⁻¹

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

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

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

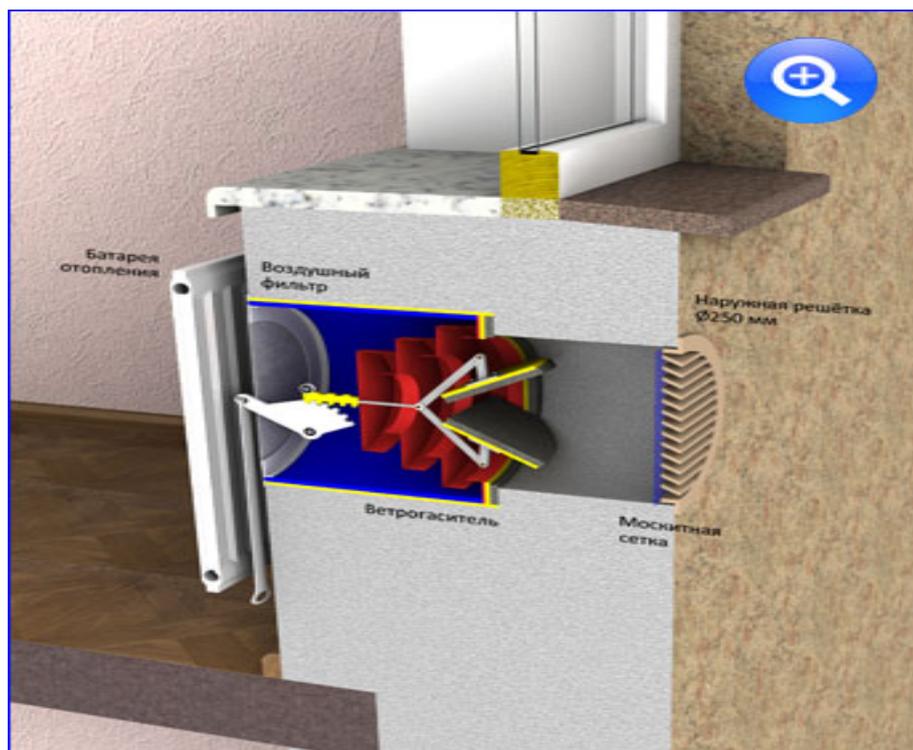


Рис. 12. Вентиляционный клапан ООО «Овен», установленный в наружной стене здания

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. Все же для сохранения температуры на уровне $t_b = 20\text{ }^\circ\text{C}$ 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, $t_{пр} = 90 - 95\text{ }^\circ\text{C}$ и отводимой в обратную магистраль $t_{обр} = 70\text{ }^\circ\text{C}$, средняя температура отопительного прибора составит $t_{прб} \approx 0,5(t_{пр} + t_{обр}) \approx 80\text{ }^\circ\text{C}$.

Как показано на рис. 13, 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.

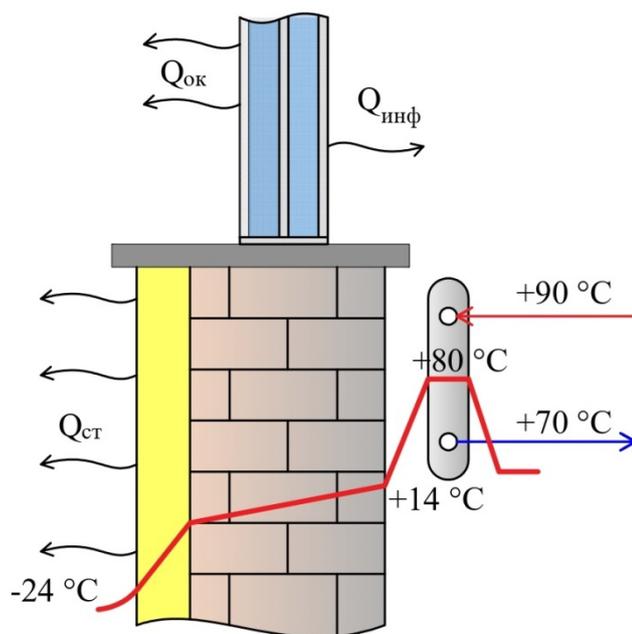


Рис. 13. График изменения температуры воздуха и наружной стены

На рис. 14 представлена T - S -диаграмма процесса нагревания наружного воздуха, поступающего во внутренний объем помещений.

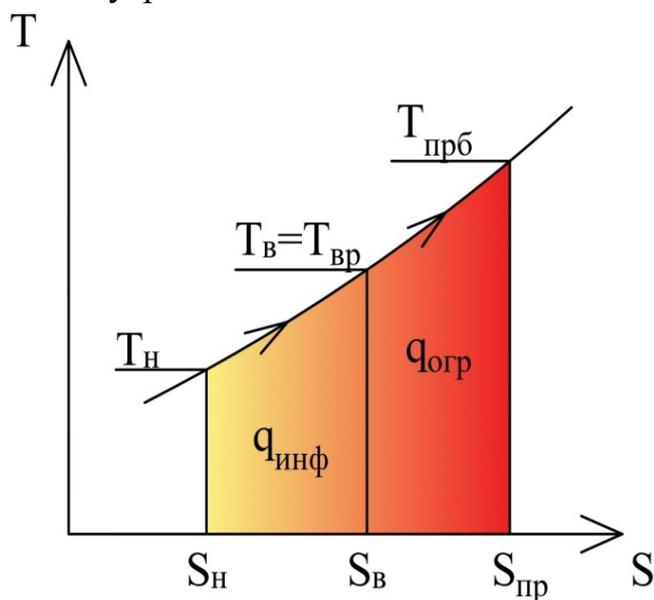


Рис. 14. Процесс нагревания наружного воздуха в T - S -диаграмме

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 $T_{\text{н}} - T_{\text{в}} - S_{\text{в}} - S_{\text{н}}$.

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).

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

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

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

$$Q_{\text{от}} = Q_{\text{инф}} + Q_{\text{огр}} = M_{\text{инф}} C_p (T_{\text{в}} - T_{\text{н}}) + M_{\text{огр}} C_p (T_{\text{прб}} - T_{\text{в}}). \quad (4.12)$$

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

$$Q_{\text{от}} = q_0 \cdot V_{\text{зд}} \cdot (t_{\text{вр}} - t_{\text{н}}) = G_{\text{свот}} (\tau_{\text{п}} - \tau_0) \cdot C_p, \quad (4.13)$$

где $G_{\text{свот}}$ – расход сетевой воды на отопление; c_p – теплоемкость воды; $\tau_{\text{п}}, \tau_0$ – 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 $T_{\text{н}}$, а во втором случае – температура внутреннего воздуха $T_{\text{в}}$:

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

$$l_{\text{тр}}^{\text{огр}} = C_p (t_{\text{пр}} - t_{\text{обр}}) - T_{\text{в}} (S_{\text{пр}} - S_{\text{обр}}), \quad (4.15)$$

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

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

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

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

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

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

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

Наиболее наглядно сравнить тепловую работу, выполняемую сетевой водой при покрытии рассматриваемых частей отопительной нагрузки, можно с помощью T-S-диаграммы, представленной на рис. 14.

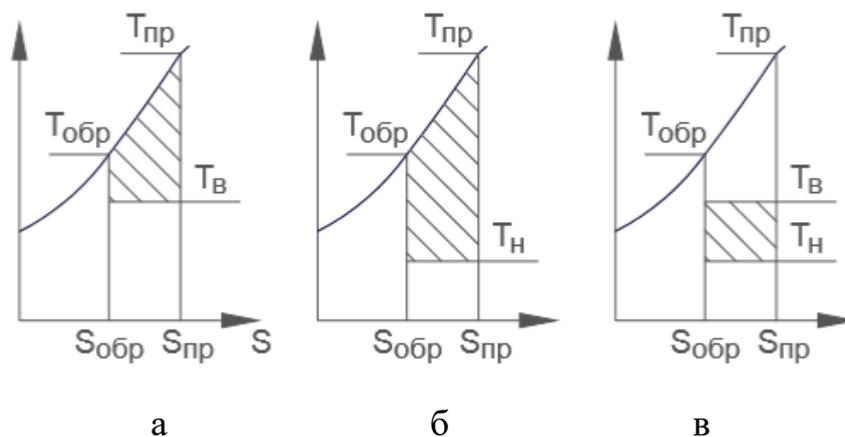


Рис. 14. Тепловая работа сетевой воды в T-S-диаграмме:

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

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.

Контрольные вопросы

1. Как зависит тепловая нагрузка сетевой воды от температуры наружного воздуха?
2. От чего зависят тепловые потери через ограждающие конструкции?
3. Каким образом можно снизить тепловые потери через ограждающие конструкции?
4. Каким образом определить тепловая работа сетевой воды для покрытия тепловых потерь через ограждающие конструкции?
5. Каким образом определить тепловую работу сетевой воды для покрытия инфильтрационной составляющей отопительной нагрузки?

5. 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 [14, 17].

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 $\tau_{п}/\tau_{о} = 150/70$ °С, который принимался в качестве расчетного при проектировании большинства отечественных систем теплоснабжения. На рис. 15 представлен типовой отопительно-бытовой температурный график с параметрами теплоносителя 150/70, построенный для расчетной температуры $t_{нр} = -26$ °С.

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 [31], свидетельствуют о несовпадении расчетных и действительных температурных графиков. На рис. 15 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.

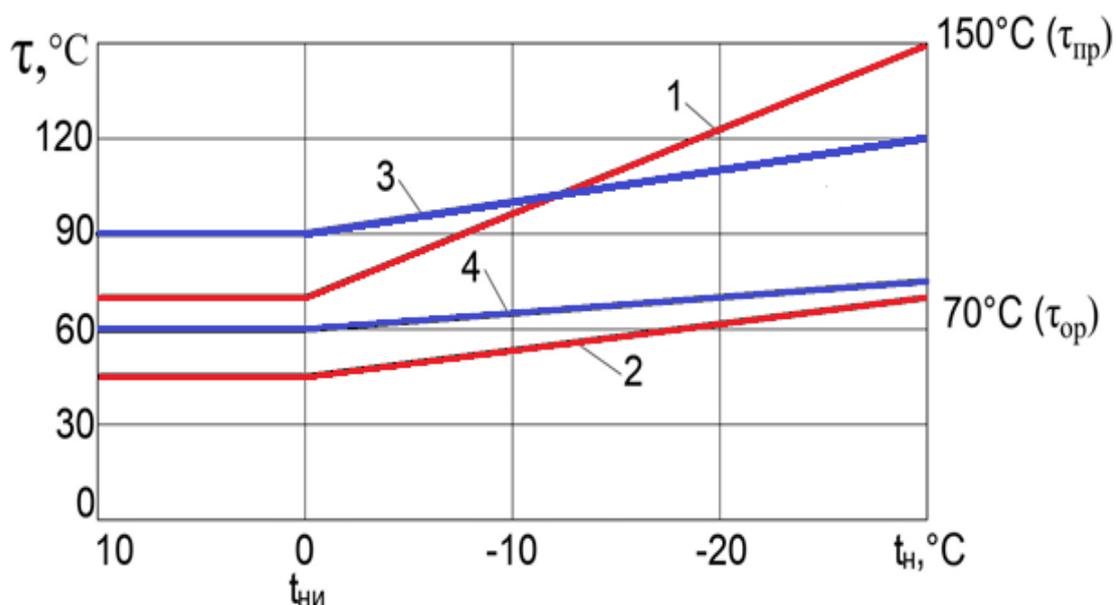


Рис. 15. Фактический и расчетный температурные графики 150/70:

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

Температура в прямом трубопроводе ограничивается срезкой на уровне $110 \div 120$ °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. 16 и 17 приведены расчетные и фактические температурные графики систем теплоснабжения в Санкт-Петербурге в теплоснабжающих организациях ПАО ТГК-1.

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.

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 $t_n > -10^\circ\text{C}$.

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:

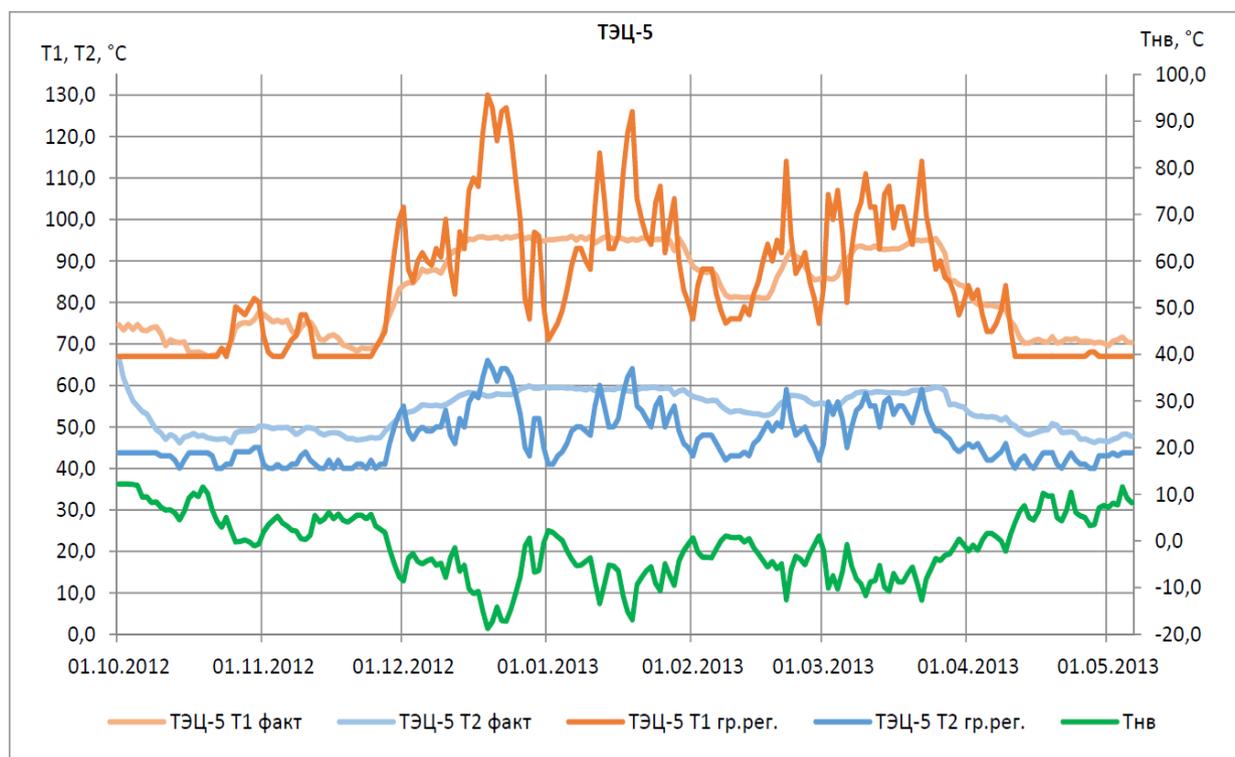
$$Q_{от} = Q_{огр} + Q_{инф} = G_{св}(\tau_{п} - \tau_{о}) \cdot c_p. \quad (4.18)$$

Типовые пятиэтажные жилые здания 1979-80 гг. постройки имеют строительный объем 18028 м^3 . Высота зданий $14,6 \text{ м}$, длина $100,84 \text{ м}$, ширина $12,25 \text{ м}$. Первое здание имеет ограждающие конструкции с исходными величинами сопротивлений теплопередачи:

$$R_{ст} = 0,977 \text{ м}^2 \cdot ^\circ\text{C}/\text{Вт}; R_{ок} = 0,4 \text{ м}^2 \cdot ^\circ\text{C}/\text{Вт}; R_{пол} = 1,027 \text{ м}^2 \cdot ^\circ\text{C}/\text{Вт}; R_{пот} = 1,289 \text{ м}^2 \cdot ^\circ\text{C}/\text{Вт}.$$

Величины сопротивлений теплопередачи второго здания после фасадного утепления имеют следующие значения:

$$R_{стн} = 3,079 \text{ м}^2 \cdot ^\circ\text{C}/\text{Вт}; R_{окн} = 0,44 \text{ м}^2 \cdot ^\circ\text{C}/\text{Вт}; R_{полн} = 4,598 \text{ м}^2 \cdot ^\circ\text{C}/\text{Вт}; R_{потн} = 4,058 \text{ м}^2 \cdot ^\circ\text{C}/\text{Вт}.$$



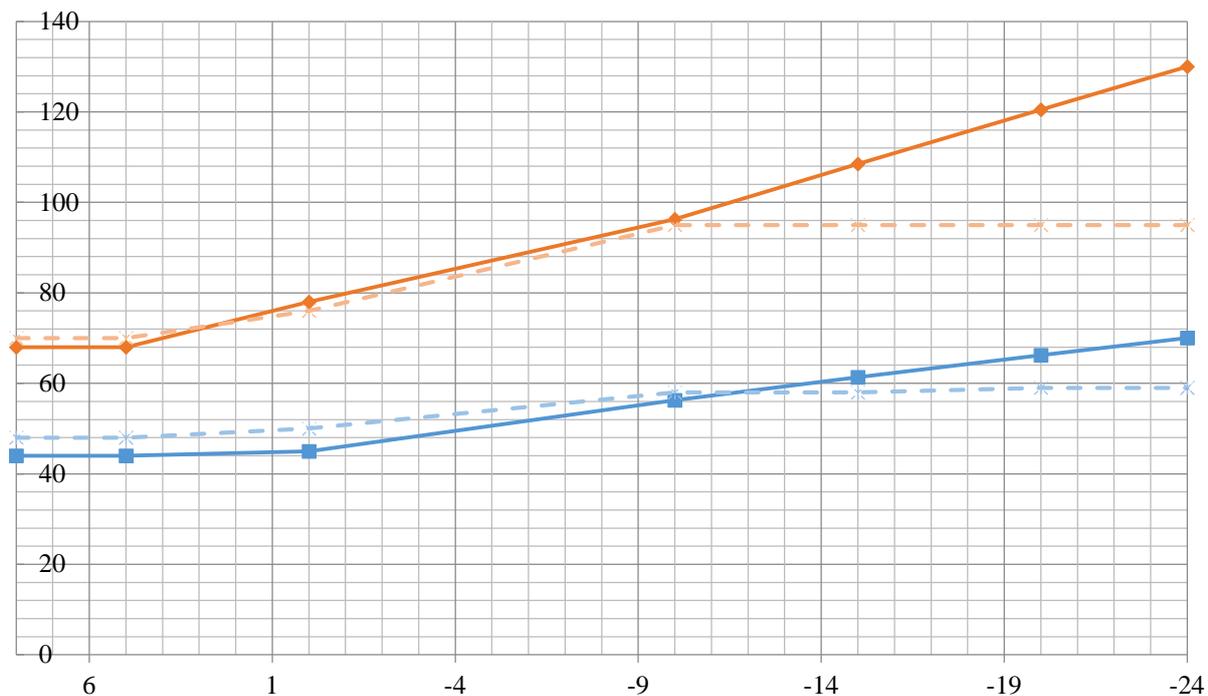
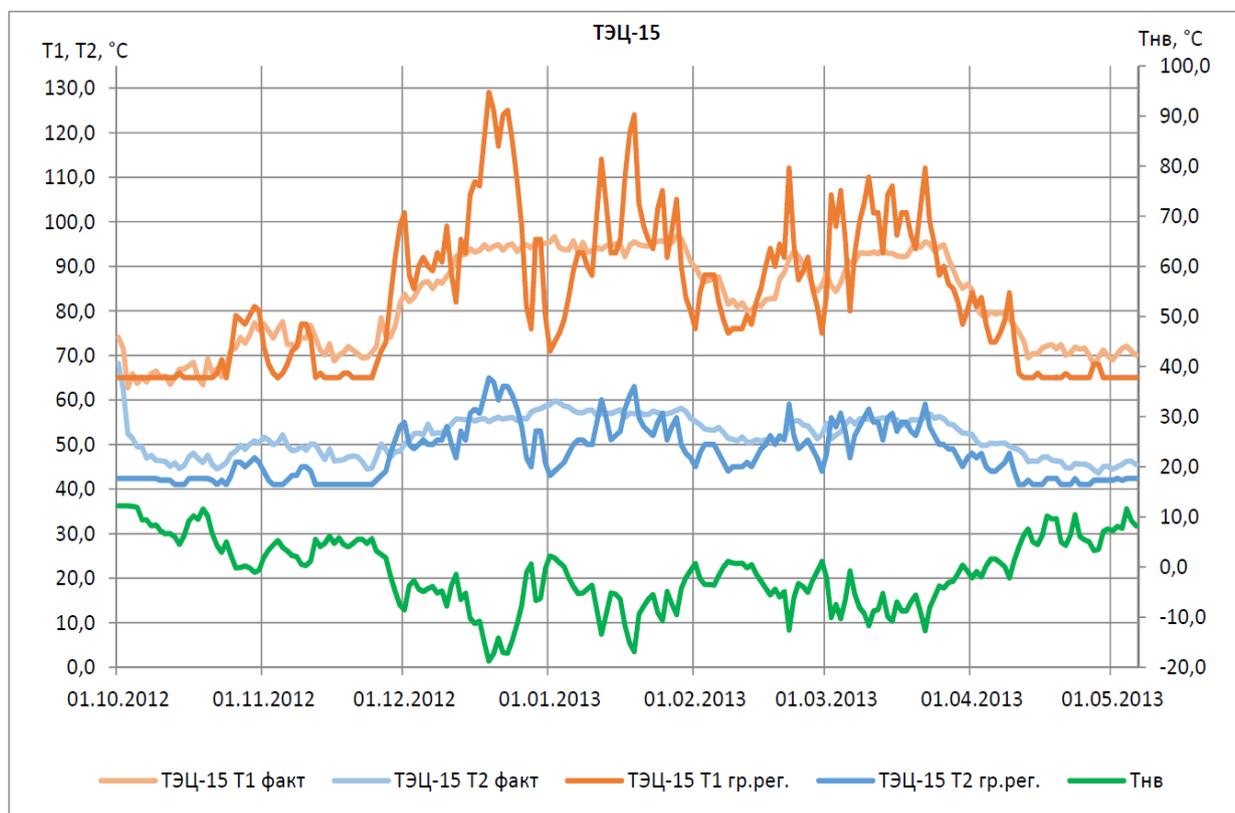


Рис. 16. Сравнение расчетного и фактического температурных режимов ТЭЦ-5 «Правобережная» ПАО «ТГК-1»



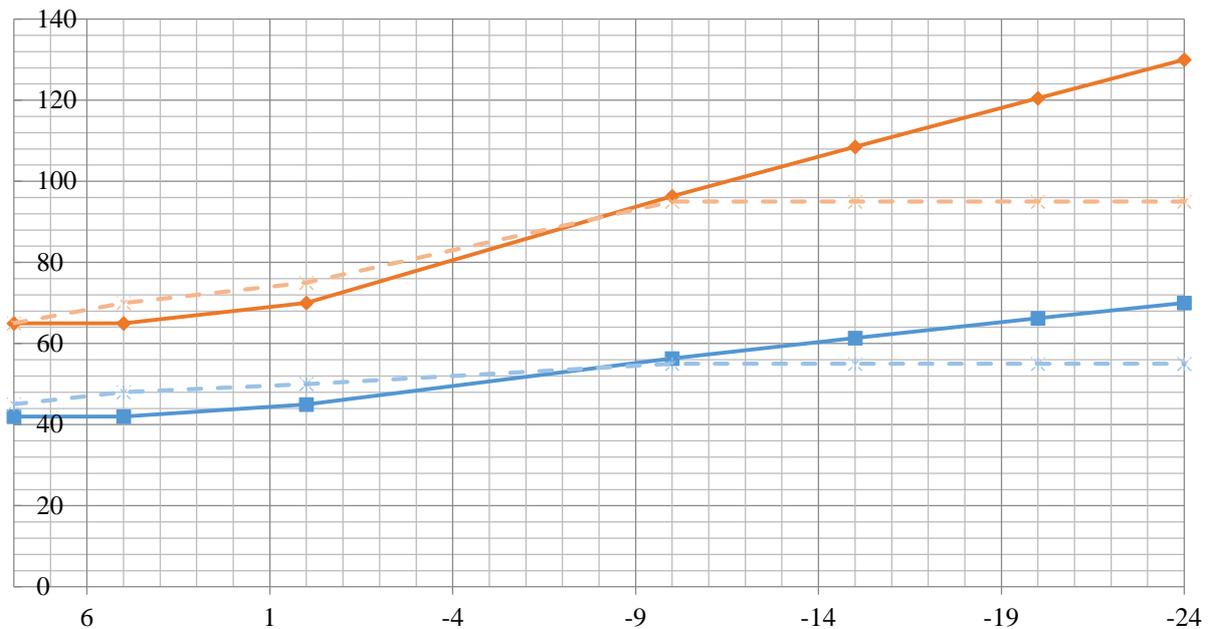


Рис. 17. Сравнение расчетного и фактического температурных режимов ТЭЦ-15 «Автовская» ПАО «ТГК-1»

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

$$G_{\text{св}} = \frac{Q_{\text{отр}} + Q_{\text{ГВС}}}{(\tau_{\text{пр}} - \tau_{\text{оп}}) \cdot c_p}, \quad (4.19)$$

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

Расчетная отопительная нагрузка зданий, определяемая по уравнению (4.1), составляет $Q_{\text{отр}} = 317,3$ кВт при $q_0 = 0,4$ Вт/(м³ · °С) (удельная отопительная характеристика для пятиэтажного здания объемом от 16 до 25 тыс.м³).

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

$$Q_{\text{ГВС}} = 1,2 \cdot \frac{\Phi n (t_r - t_x) c_p}{24}, \quad (4.20)$$

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 $t_r = 65$ °С на одного потребителя по СНиП 2.04.01-85* «Внутренний водопровод и канализация зданий»; $t_x = 5$ °С – температура холодной водопроводной воды.

Расход сетевой воды, согласно уравнению (4.19), составил $G_{св} = 1,31$ кг/с.

Проведем проверку выполнения теплового баланса согласно уравнению (4.18), между теплотой, подводимой с сетевой водой и отопительной нагрузкой, определяемой по отопительной характеристике здания. Расчет правой и левой частей уравнения (4.18) производился при средних месячных температурах наружного воздуха за отопительный период для Санкт-Петербурга, принимаемых по справочнику «Строительная климатология и геофизика», представленных в табл. 2.

На рис. 18 представлены графики зависимости требуемой и фактически подводимой тепловой энергии от средней температуры наружного воздуха по месяцам отопительного периода.

Таблица 2 – Среднемесячные температуры отопительного периода $t_{нсп}$, °C

Месяц	IX	X	XI	XII	I	II	III	IV	V
Санкт-Петербург	11,4	5,7	0,2	-3,9	-6,6	-6,3	-1,5	4,5	15,7

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 %. Все же 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 ее количество на 25 ÷ 30 %.

Проанализируем выполнение балансового уравнения (4.18), в котором правая часть также представляет фактически подводимую теплоту, а левая часть – требуемую теплоту для покрытия теплотерь через наружные ограждения здания и инфильтрационной составляющей отопительной нагрузки, полагая, что $Q_{инф} \approx Q_{пол}$ при $m = 0,35$.

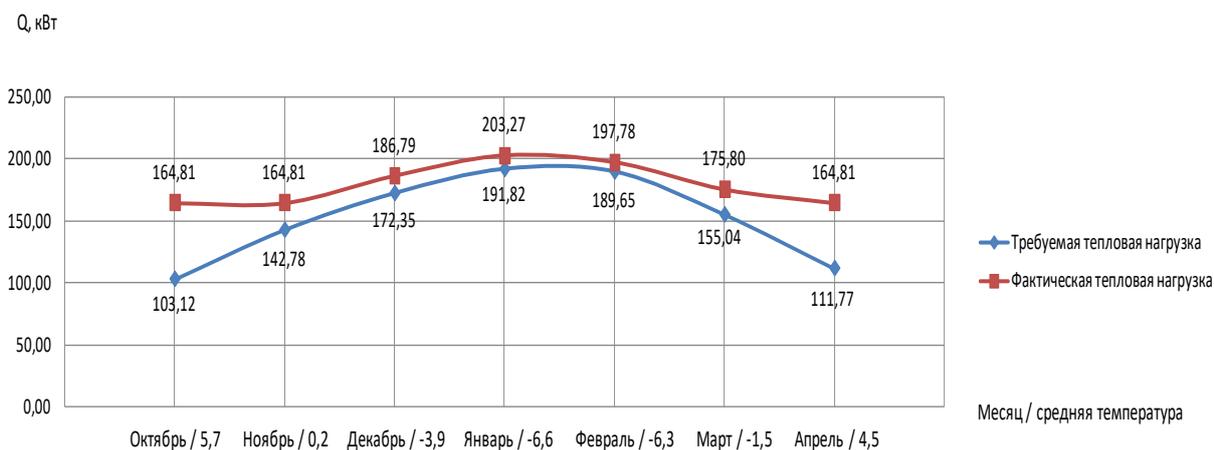


Рис. 18. Графики зависимости требуемой и фактически подводимой тепловой нагрузки от средней температуры наружного воздуха по месяцам отопительного периода

На рис. 19 представлены совмещенные графики фактически подводимой теплоты Q_{ϕ} и требуемой тепловой нагрузки $Q_{от}$ в виде суммы $Q_{огр} + Q_{пол}$ в зависимости от средней температуры наружного воздуха за отопительный период для жилого неутепленного здания (с низкими величинами сопротивления теплопередачи ограждающих конструкций) [12].

Кривые, характеризующие фактическую и требуемую тепловые нагрузки, практически совпадают при незначительном (на 4 – 6 %) превышении $Q_{от}$ над Q_{ϕ} . 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. 20 представлены аналогичные кривые для жилого дома с повышенными теплозащитными характеристиками ограждающих конструкций.

Анализ представленных графиков показывает, что снижение теплопотерь 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.

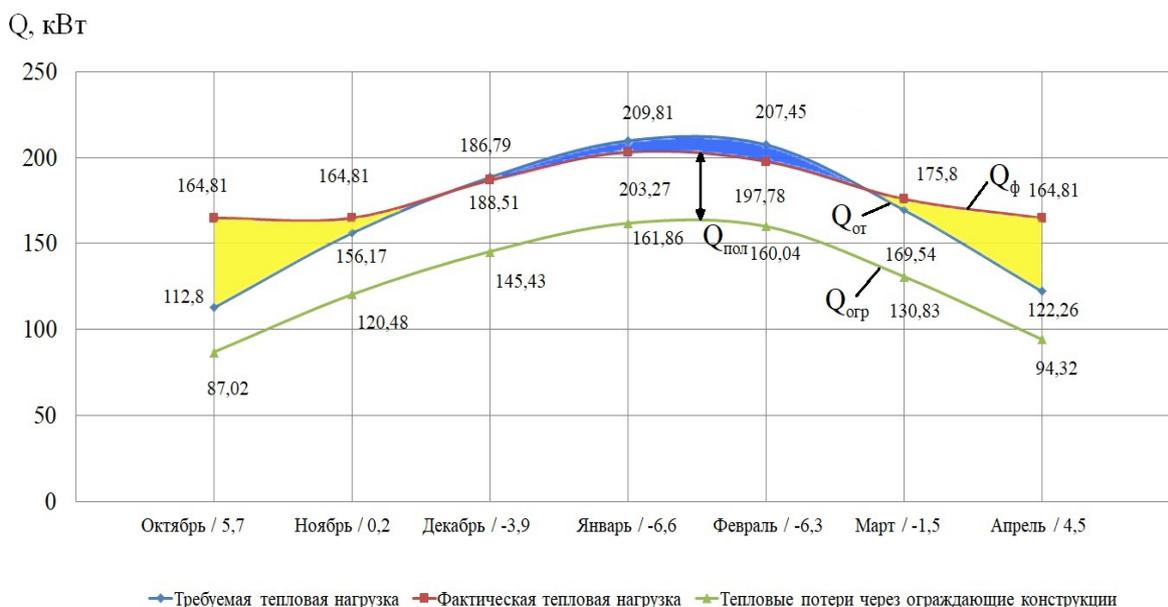


Рис. 19. Совмещенные графики фактически подводимой и требуемой теплоты в жилом доме с низкой энергетической эффективностью

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 – ее увеличение.

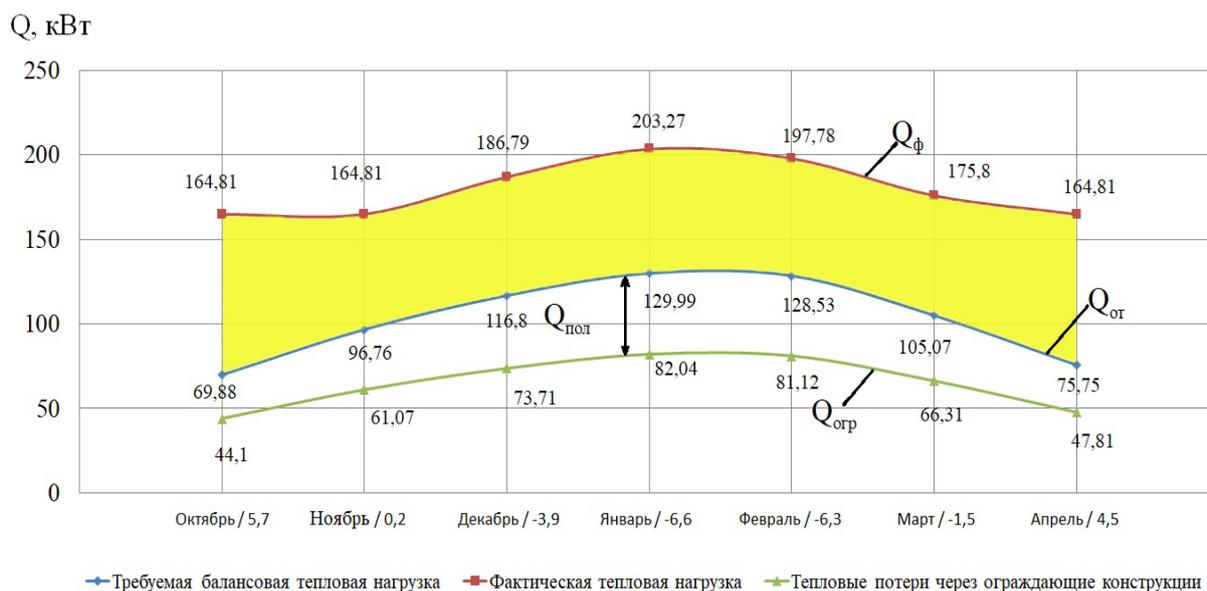


Рис. 20. Совмещенные графики подводимой и требуемой теплоты для отопления жилого здания с повышенными теплозащитными характеристиками наружных ограждающих конструкций

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, но такое решение приводит к режиму переотапливания в остальных жилых домах.

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?

6. 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. 21 представлена блок-схема регулирования температуры теплоносителя, поступающего в систему отопления.

Как видно из приведенной блок-схемы, **объектом регулирования** является система отопления, а **регулируемым параметром** – температура сетевой воды $t_{п}$, 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 $t_{о}$, 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 $t_{п}$ в зависимости от значения температуры наружного воздуха $t_{н}$ (график ЦКР).

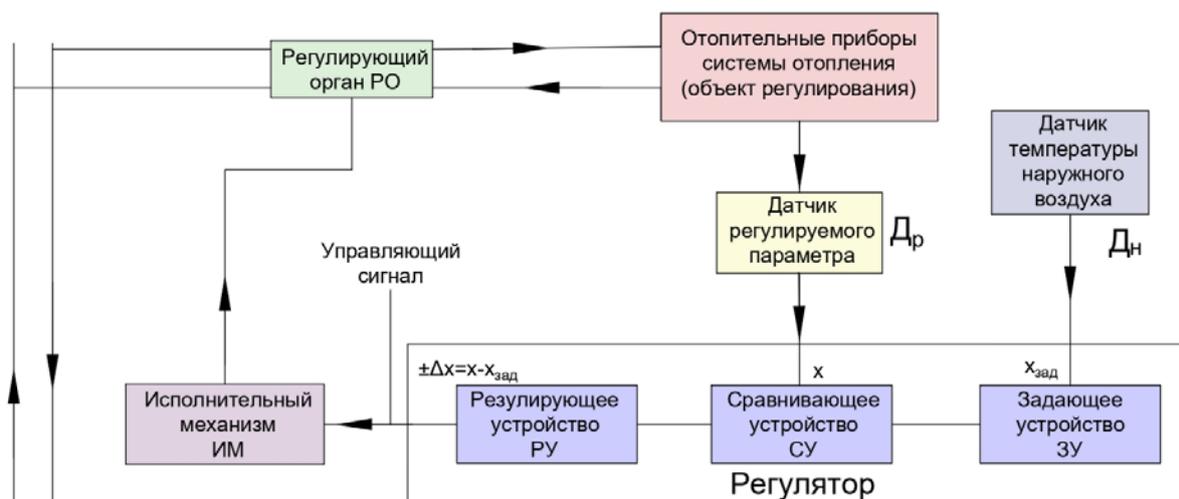


Рис. 21. Блок-схема регулирования температуры теплоносителя

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

На рис. 22 представлена функциональная схема автоматизированного ИТП с подогревателем ГВС (закрытая схема) и с зависимым присоединением системы отопления, описанная в работе Покотилова В. В. [23].

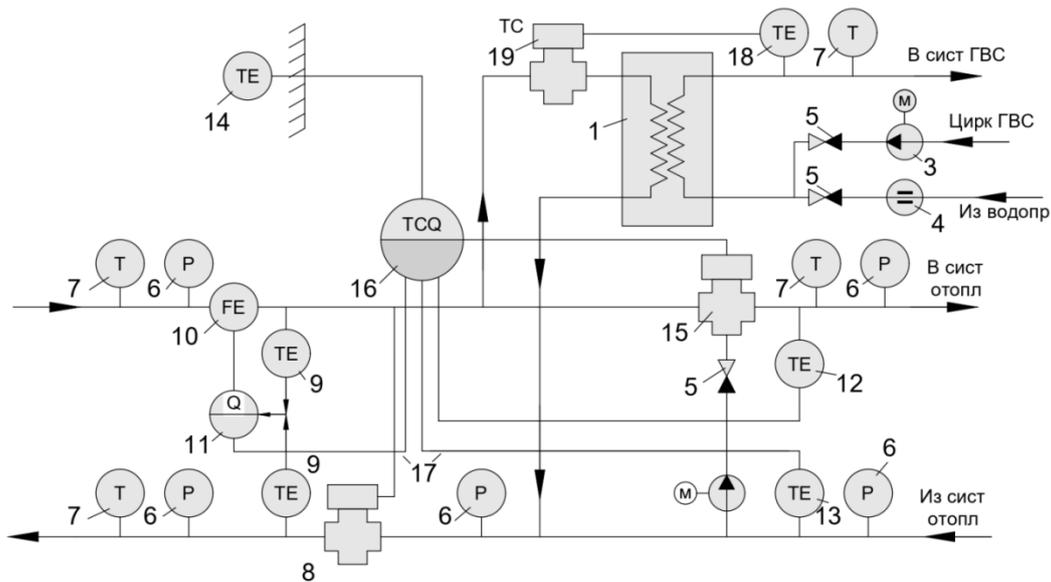


Рис. 22. Функциональная схема автоматизированного ИТП:

- 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. 23 представлены конструктивные схемы применяемых регулирующих органов [23].

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.

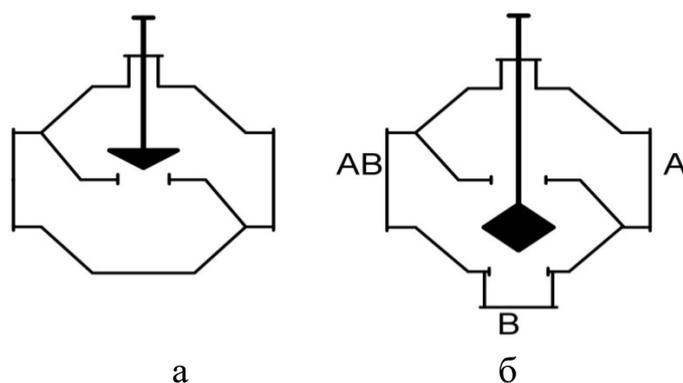


Рис. 23. Типы регулирующих органов:

а – двухходовой; *б* – трехходовой

Как следует из главы 5, 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.

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.

Тем не менее 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 недоотопливании помещений здания. Для улучшения работы проводят периодическую промывку отопительной системы, но 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 ее 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. 24 представлено устройство термостатической головки.

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

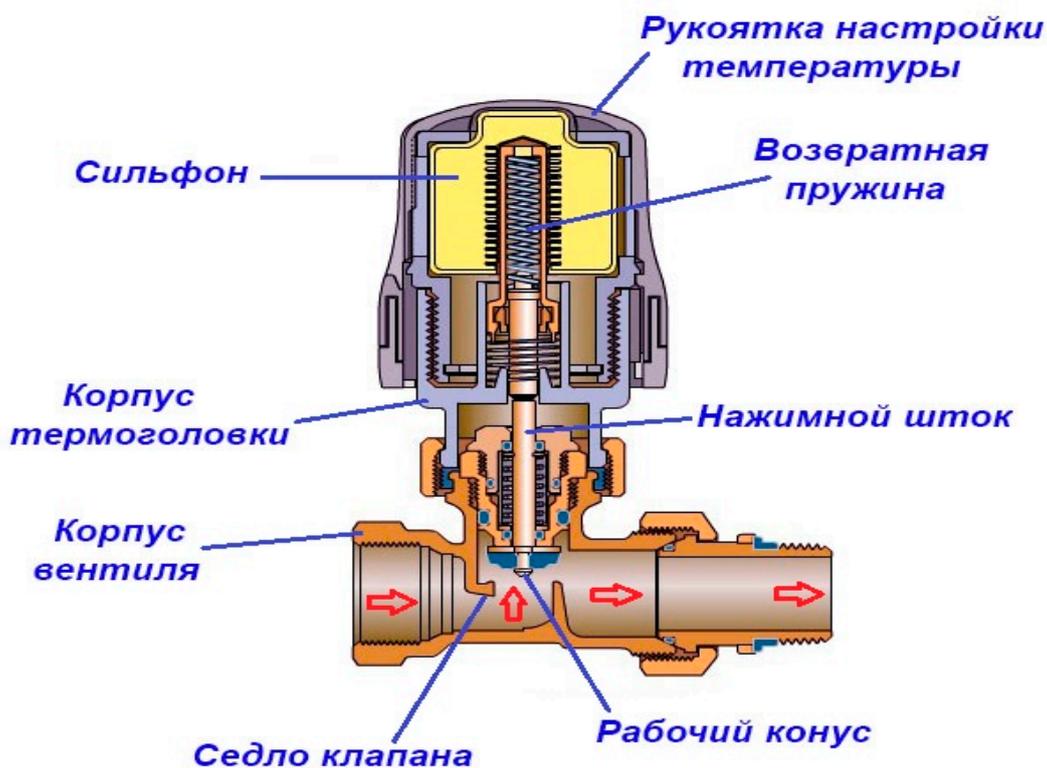


Рис. 24. Устройство термостатической головки

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

Данные регуляторы относятся к типу пропорциональных или статических. В таких устройствах изменение положения регулирующего органа пропорционально отклонению регулируемого параметра от его заданного значения. Преимуществом П-регулятора является его быстродействие 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.

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 $\tau_{п}$:

$$V_T Q_p^H \eta_k = G_{св} C_p (\tau_{п} - \tau_0). \quad (6.1)$$

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 неостребованная 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 неостребованная 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. Из-за чрезвычайной инерционности системы теплоснабжения переводить водогрейный котел на новый режим теплоотпуска часто бывает нецелесообразно, так как за кратковременным снижением тепловой нагрузки последует ее повышение. Работа крупного водогрейного котла в режиме переменных нагрузок в течение короткого периода времени неэффективна. В результате, 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. 15) 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. Но 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 топливдобывающих и теплоснабжающих предприятий. Поэтому в теплоснабжающих организациях отсутствует мотивация, заставляющая искать пути снижения расхода потребляемого топлива.

В то же 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?

7. 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 [15].

Необходимо помнить, что влажная изоляция теряет в 3 – 4 раза больше теплоты, чем сухая, имеющая влагозащитный слой. По данным, приведенным в работе [24], изоляция типа минеральная вата при намокании теряет больше теплоты, чем неизолированная поверхность трубы, если температура ее поверхности превышает $100\text{ }^{\circ}\text{C}$.

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

В работе [24] 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 [24].

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 [24], в этих зонах усиливается интенсивность и частота микровзрывов пузырей паровой фазы теплоносителя на поверхности трубы, что также интенсифицирует эрозионную коррозию.

Внутренняя эрозионная 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.

Между тем 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 [15] приведены величины утечек теплоносителя через отверстия диаметром d (мм), представленные в табл. 3.

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

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

Для оценки величины утечек пара из подающих паропроводов в работе [15] рекомендуется использовать следующую формулу:

$$G_{\text{ут}} = 2,3 \cdot F_{\text{отв}} \cdot \varphi \cdot \sqrt{\rho \cdot P}, \quad (7.1)$$

где $F_{\text{отв}}$ – площадь отверстия в трубопроводе, мм²; φ – коэффициент расхода пара ($\varphi = 0,62$); ρ – плотность пара, кг/м³; P – абсолютное давление пара в паропроводе, МН/м² (10 ата = 1,1 МН/м²).

Таблица 3 – Утечки теплоносителя через отверстия диаметром d , мм

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

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 нагревать от ее начальной температуры до температуры в подающем трубопроводе. Начальная температура, или температура холодной воды в летний период, принимается равной $+15\text{ }^{\circ}\text{C}$, в зимний $+5\text{ }^{\circ}\text{C}$. 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:

$$S = (S_B \cdot G_{\text{УТ}} + S_{\text{ХВО}} \cdot G_{\text{УТ}} + S_T \cdot Q) \cdot \tau, \quad (7.2)$$

где S – стоимость подготовки и нагрева 1 кг подпиточной воды, руб/кг; S_B – стоимость 1 кг подпиточной воды, руб/кг; $S_{\text{ХВО}}$ – 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?

8. ЭФФЕКТИВНОСТЬ СИСТЕМ ТЕПЛОСНАБЖЕНИЯ

Для проведения комплексного анализа эффективности гидравлической системы централизованного теплоснабжения воспользуемся величиной полезно используемой теплоты в системах отопления зданий, рассчитываемой по уравнениям (4.6 и 4.10). В этом случае выражение для определения КПД ЦСТ может быть записано в следующем виде [10, 13]:

$$\eta_{\text{цст}} = \frac{\sum Q_{\text{пол}}}{B_{\text{т}} Q_{\text{р}}^{\text{н}}}, \quad (8.1)$$

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:

$$\eta_{\text{цст}} = \eta_{\text{ист}} \cdot \eta_{\text{тр}} \cdot \eta_{\text{расп}} \cdot \eta_{\text{зд}}, \quad (8.2)$$

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; $\eta_{\text{зд}}$ – осредненное значение КПД зданий.

Подставляя (8.2) в (8.1), получим уравнение, позволяющее рассчитать расход потребляемого в СЦТ топлива:

$$B_{\text{т}} = \frac{Q_{\text{пол}}}{Q_{\text{р}}^{\text{н}} \eta_{\text{ист}} \eta_{\text{тр}} \eta_{\text{расп}} \eta_{\text{зд}}}. \quad (8.3)$$

Из уравнения (8.3) 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 ее отдельных звеньев на КПД всей системы и расход потребляемого топлива.

Рассмотрим более подробно возможные значения представленных в уравнении (8.3) КПД и их влияние на расход потребляемого топлива в системах централизованного теплоснабжения.

На рис. 25 представлена диаграмма распределения теплоты сжигаемого топлива на отдельные составляющие, характеризующие полезно-используемую теплоту и потери в структурных звеньях СЦТ.

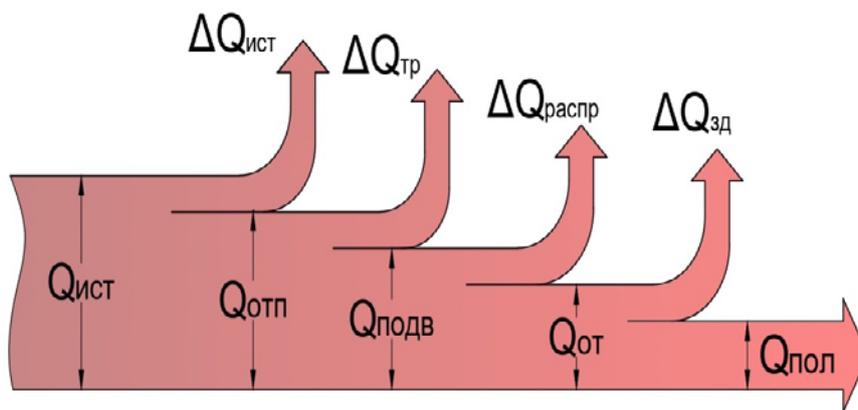


Рис. 25. Распределение теплоты сжигаемого топлива в СЦТ

В источнике (водогрейной котельной) при сжигании определенного количества топлива B_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:

$$Q_{отп} = Q_{ист} - \Delta Q_{ист}. \quad (8.4)$$

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

$$Q_{подв} = Q_{отп} - \Delta Q_{тр}. \quad (8.5)$$

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. Хотя 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:

$$Q_{от} = Q_{подв} - \Delta Q_{распр}. \quad (8.6)$$

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

$$Q_{от} = Q_{пол} + \Delta Q_{зд}. \quad (8.7)$$

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) $Q_{изб}$ (4.8). При проведении оценочных расчетов допустимо принимать $Q_{изб} = 0$:

$$\Delta Q_{зд} = Q_{огр} + Q_{изб}. \quad (8.8)$$

Запишем уравнения, позволяющие определить значения КПД, входящих в уравнение (8.2).

Так, КПД жилого здания можно оценить, используя следующее соотношение:

$$\eta_{зд} = \frac{Q_{пол}}{Q_{от}} = \frac{Q_{пол}}{Q_{инф} + Q_{огр}} = \frac{Q_{пол}}{Q_{пол} + Q_{изб} + Q_{огр}}, \quad (8.9)$$

где $Q_{от}$ – отопительная нагрузка жилого здания ($Q_{от} = Q_{инф} + Q_{огр}$) без учета внутренних теплопоступлений 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:

$$\eta_{расп} = \frac{\sum Q_{от}}{Q_{подв}}. \quad (8.10)$$

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 $\eta_{расп} = 0,65 \div 0,8$.

КПД транспортных коммуникаций, рассчитываемый по формуле (8.11) характеризует утечки тепловой энергии при транспортировке теплоносителя по тепловым сетям от источника до потребителя. Количество тепловой энергии, отпускаемой от источника $Q_{ист}$, с учетом потерь при транспортировке теплоносителя $\Delta Q_{тр}$, составит:

$$Q_{ист} = Q_{подв} + \Delta Q_{тр}. \quad (8.11)$$

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

$$\eta_{тр} = \frac{Q_{подв}}{Q_{ист}}. \quad (8.12)$$

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

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:

$$\eta_{\text{кот}} = \frac{Q_{\text{ист}}}{B_{\text{T}} Q_{\text{p}}^{\text{H}}} \quad (8.13)$$

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

$$\eta_{\text{тэц}} = \frac{Q_{\text{ист}} + N_{\text{э}}}{B_{\text{T}} Q_{\text{p}}^{\text{H}}}, \quad (8.14)$$

где $N_{\text{э}}$ – вырабатываемая электрическая энергия; B_{T} – секундный расход топлива.

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

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. 26 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 [6, 13]. 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.

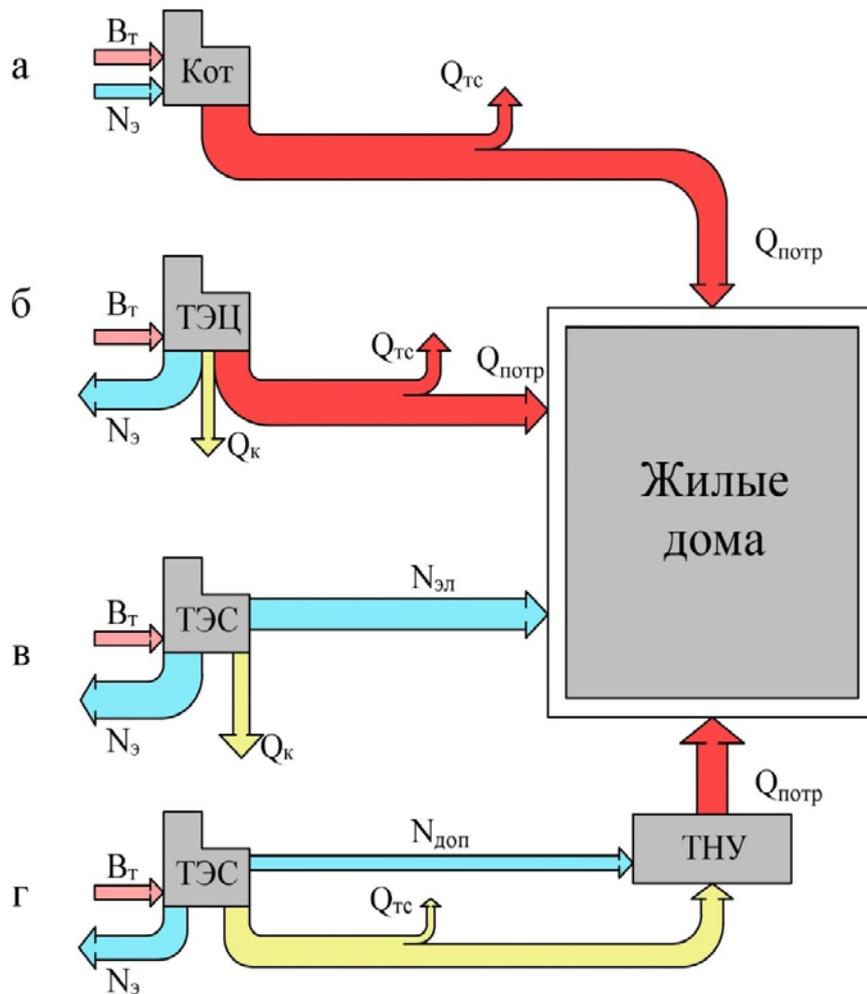


Рис. 26. Схема энергетических потоков, подводимых в системы теплоснабжения жилых зданий от различных энергоисточников:

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

Необходимые значения КПД, входящие в уравнение (8.14), при проведении сравнительных расчетов расхода потребляемого топлива для покрытия полезной тепловой нагрузки ($Q_{пол} = 1000$ кВт), представлены в таблице 4.

Таблица 4 – 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) вариант а	Тепловая (сетевая вода 150-110 °С) вариант б	Электрическая энергия вариант в	Низкотемпературный теплоноситель и электрическая энергия вариант г
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

В нижней строке табл. 4 приведены значения КПД централизованной системы теплоснабжения, рассчитанные по уравнению (8.2). Важно, 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 ее распределении по многочисленным абонентам и значительными потерями тепловой энергии при транспортировке по тепловым сетям с относительно высокой температурой 110 ÷ 130 °С.

На рис. 27 представлена сравнительная диаграмма КПД СЦТ при использовании различных видов энергии, генерируемых в различных источниках теплоснабжения.

Определим расходы топлива (8.14), затрачиваемого на производство необходимой для работы систем отопления энергии, генерируемой в различных источниках, имеющего теплоту сгорания 30000 кДж/кг. В таблице 5 представлены результаты расчетов с указанием расходов, затрачиваемых на выработку полезной теплоты и на покрытие потерь в СЦТ.

Таблица 5 – 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%
$B_{\text{Тпол}}$	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%
$\Delta B_{\text{Ттр}}$	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%

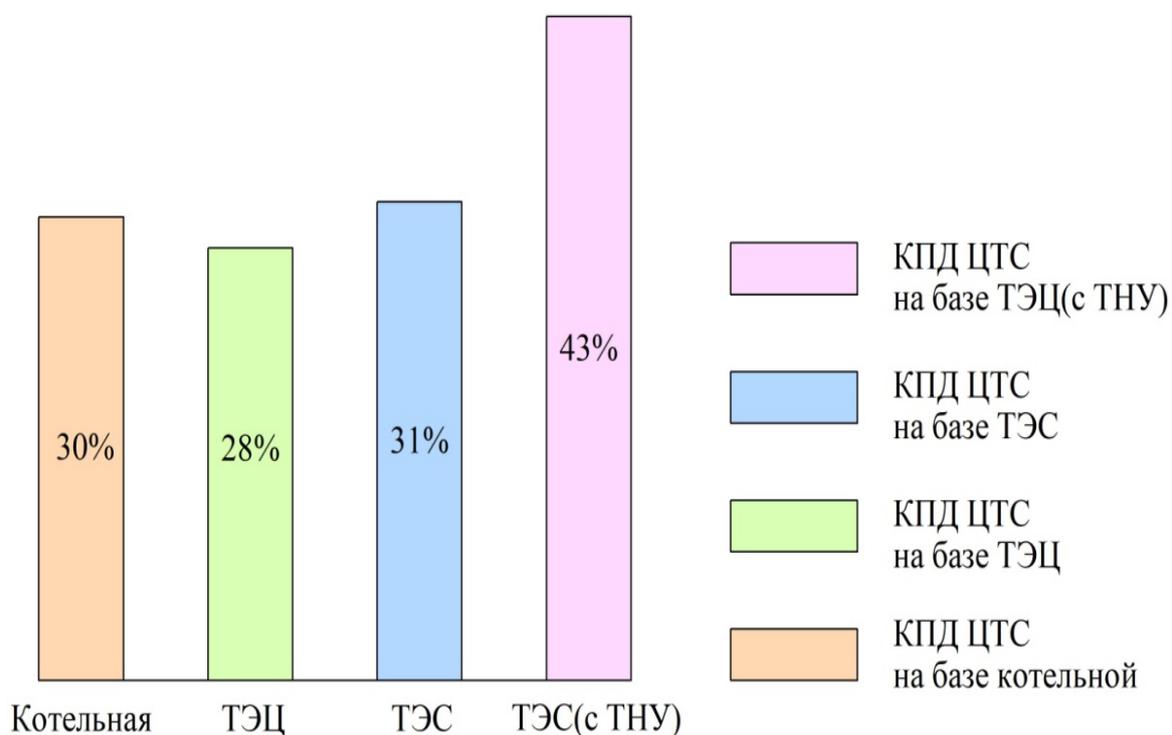


Рис. 27. Сравнительная диаграмма КПД СЦТ при использовании различных видов энергии, генерируемых в различных источниках теплоснабжения

На рис. 28 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 %.

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

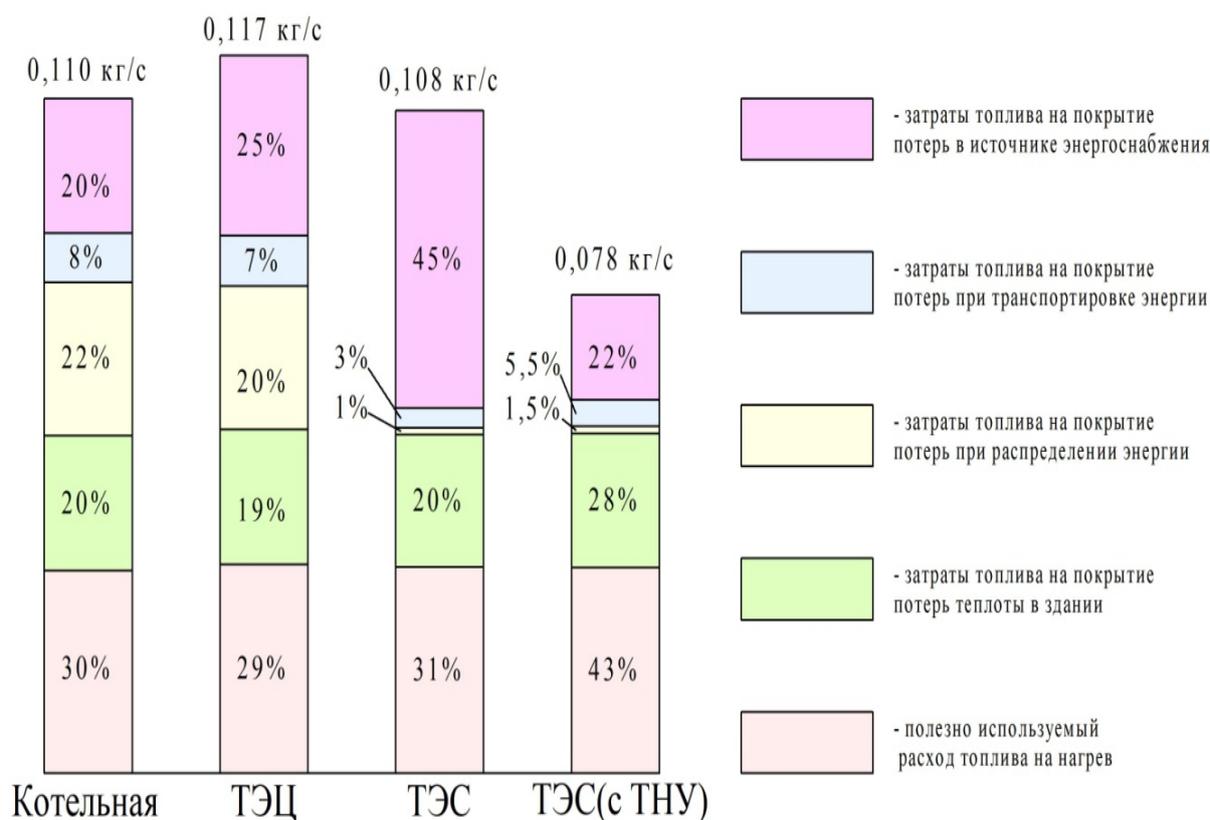


Рис. 28. Сравнительная диаграмма расходов потребляемого топлива в различных источниках энергоснабжения

Представленная методика комплексного анализа системы теплоснабжения посредством оценки эффективности ее 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

то же время при сравнительно низких значениях КПД ТЭС транспортировка электрической энергии по электрическим сетям и ее 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. 28, 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?

9. 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. 29.

$$Q_{\text{огр}} = Q_{\text{ок}} + Q_{\text{ст}} + Q_{\text{пол}} + \Delta Q_{\text{пот}}. \quad (9.1)$$

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



Рис. 29. Основные тепловые потери через ограждающие конструкции

9.1. Способы снижения тепловых потерь через окна

Представленные ниже материалы, опубликованные в открытой печати, позволяют видеть основные направления совершенствования окон при использовании в них специального энергосберегающего стекла, а также другие

факторы, влияющие на потери тепловой энергии. К таким факторам можно отнести изготовление оконных рам из различных профилей и утепление оконных откосов.

Энергосберегающие стекла

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

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

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

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

На рис. 30 изображен блок оконного стекла, который называется триплексом и состоит из трех закаленных стекол, расположенных на некотором расстоянии друг от друга. Внутреннее и промежуточное стекла – обычные и не имеют металлического напыления.

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

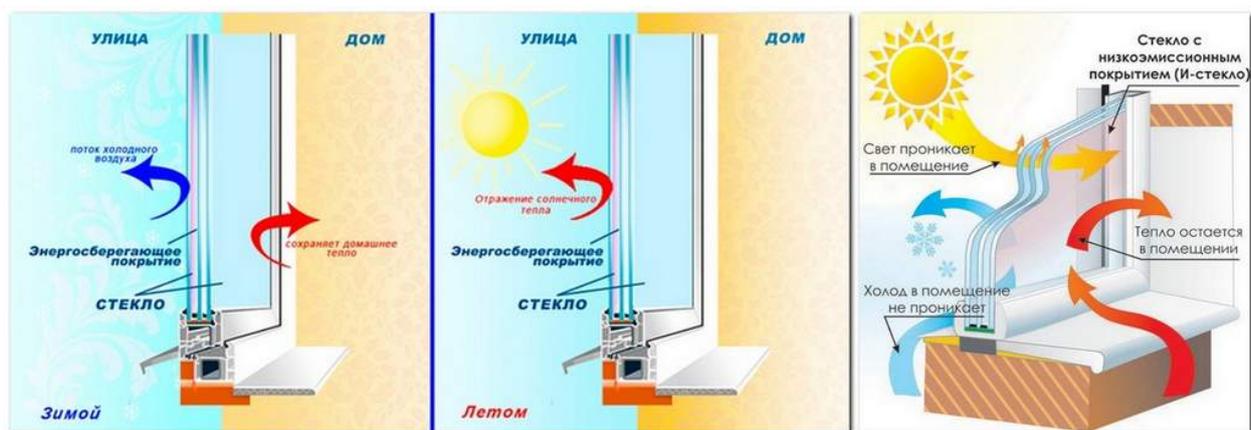


Рис. 30. Блок оконного стекла с низкоэмиссионным покрытием

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

На рис. 31 показана конструкция визуально пластиковых энергосберегающих окон ничем не отличающихся от обычных окон – они также прозрачны. Внутреннее пространство камер между стеклами заполнено специальным газом – аргоном, создающим некоторое давление внутри триплекса и препятствующим выходу тепла на улицу.

При изготовлении энергосберегающего окна возможно использование нескольких типов стекол.

По эффективности и технологии производства энергосберегающие стекла разделяют на:

- 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.

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

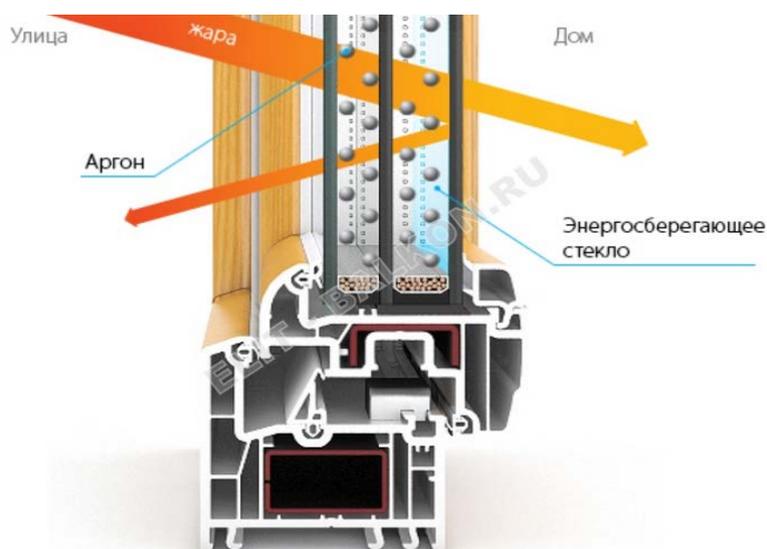


Рис. 31. Двухкамерное энергосберегающее окно

И-стекло

Окно с таким стеклом обладает усовершенствованным теплосберегающим эффектом. И-стекло – кристально прозрачное и мягкое (см. рис. 32).



Рис. 32. Энергосберегающая камера триплекса окна с И-стеклом

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

К-стекло

На поверхности этого стекла имеется оксид металла большей толщины, поэтому оно обладает более низким уровнем прозрачности (см. рис. 33).

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

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.

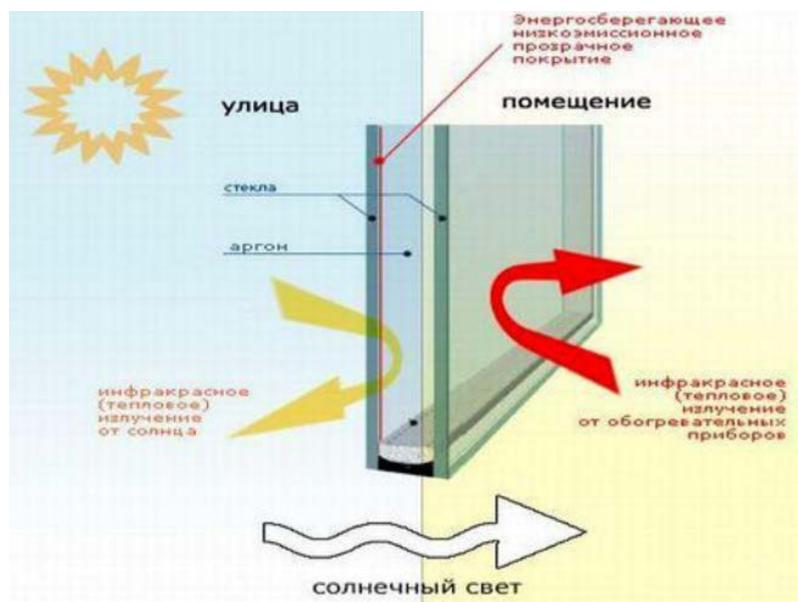


Рис. 33. Энергосберегающая камера триплекса окна с К-стеклом

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

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

На рис. 34 изображены сравнительные характеристики для различного исполнения обычных и низкоэмиссионных окон.



Рис. 34. Сравнительные характеристики обычных и низкоэмиссионных окон различного исполнения

Электрообогреваемые стекла

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

Блок оконного стекла таких окон имеет более сложную конструкцию по сравнению с энергосберегающими окнами (см. рис. 35).

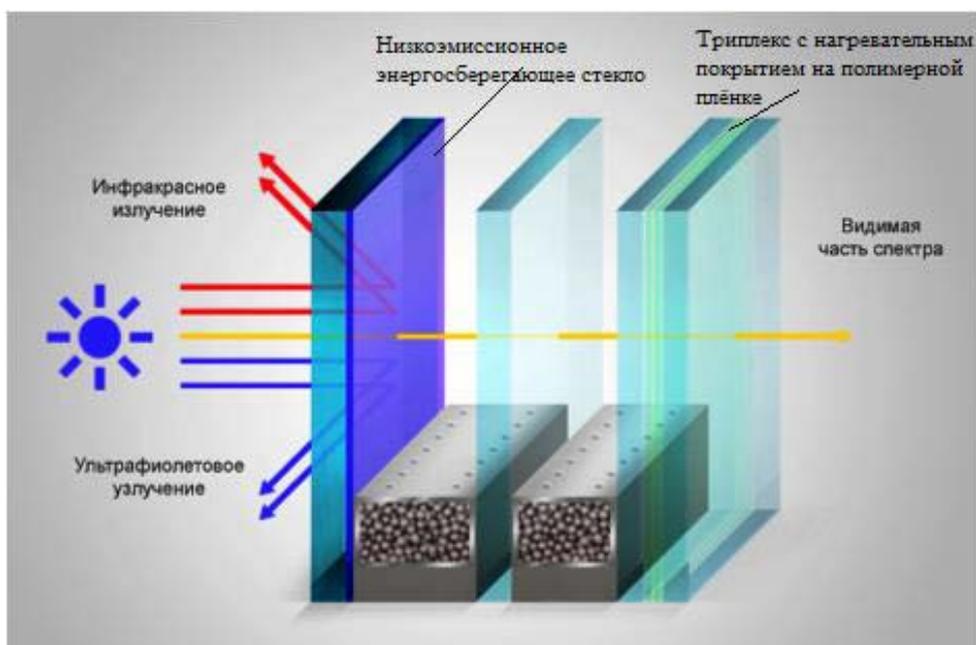


Рис. 35. Конструкция блока оконного стекла низкоэмиссионного стеклопакета с электрообогревом стекол

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

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 (см. рис. 36).

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

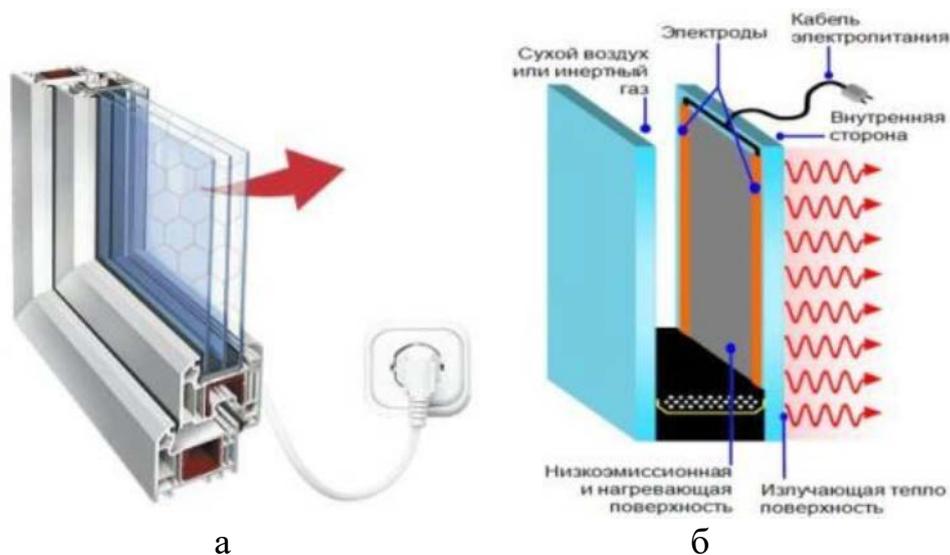


Рис. 36. Возможные варианты нанесения покрытия:

а – рисунок в виде сот; *б* – однородное сплошное напыление

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

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

характеристики энергосберегающих окон с электрообогревом стекол представлены в табл. 6.

Стеклопакеты с электрообогревом имеют следующие характеристики:

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

Таблица 6 – Основные характеристики энергосберегающих окон с электрообогревом стекол

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

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

Для достижения поставленной цели окна с электрообогревом должны быть оснащены ручной, автоматической или полуавтоматической системой контроля и иметь встроенные термодатчики (см. рис. 37).

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

Для повышения селективности работы системы окна с электрообогревом существует возможность дополнения его электрической схемы датчиками

движения, позволяющими производить автоматическое включение при наличии в помещении людей и отключение – при их отсутствии.

У окон с электрообогревом есть и дополнительная функция. Их стекло может содержать специальную жидкокристаллическую прослойку, которая при подаче напряжения может превращаться из совершенно прозрачной в матовую или затемненную (см. рис. 38). Данное стекло незаменимо для панорамных остеклений первого этажа, а также для стеклянных стен, которые сегодня набирают популярность в Европе.



Рис. 37. Компоненка системы низкоэмиссионного окна с электрообогревом стекол



Рис. 38. Возможные варианты светопропускания стекла с электрообогревом

9.2. Применение электроподогреваемых стекол в качестве теплозащитных экранов

Достоинством низкоэмиссионных окон с электрообогревом стекол является то, что они позволяют сохранять заданный уровень температуры воздуха в отапливаемых помещениях путем устранения тепловых потерь через окна [5].

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 $Q_{нп}$:

$$Q_{огр} = Q_{вп} = Q_{тпр} = Q_{нп}, \quad (9.2)$$

где $Q_{вп} = F_{огр} \alpha_{в} (t_{в} - t_{вп})$ – 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;

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

Тогда уравнение (9.2) можно записать в виде:

$$Q_{огр} = F_{огр} \alpha_{в} (t_{в} - t_{вп}) = F_{огр} \frac{\lambda_{ст}}{\delta_{ст}} (t_{вп} - t_{нп}) = F_{огр} \alpha_{н} (t_{нп} - t_{н}). \quad (9.3)$$

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

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

Из уравнения (9.3) 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. 39 представлены три варианта изменения температуры в оконном блоке.

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

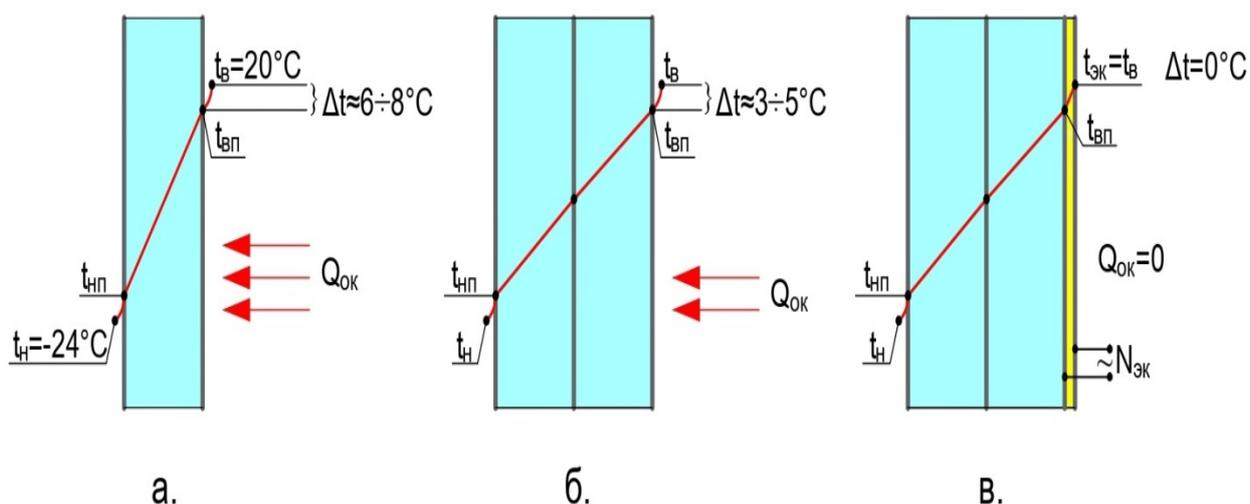


Рис. 39. Графики изменения температуры в:

- a* – 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:

$$Q_{огр} = Q_{вп} = 0. \quad (9.4)$$

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 $N_{\text{ЭК}}$ будет меньше мощности теплового потока сетевой воды, подаваемой для компенсации тепловых потерь $Q_{\text{огр}}$.

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

$$L_{\text{эл}} = U \cdot I \cdot \Delta\tau, \quad (9.5)$$

где U – напряжение электрического тока; I – сила тока.

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

$$L_{\text{эл}} = R \cdot I^2 \cdot \Delta\tau, \quad (9.6)$$

где R – сопротивление токопроводящего покрытия.

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

$$Q_{\text{эл}} = L_{\text{эл}} = R \cdot I^2 \cdot \Delta\tau. \quad (9.7)$$

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):

$$N_{\text{эл}} = \frac{L_{\text{эл}}}{\Delta\tau} = \frac{Q_{\text{эл}}}{\Delta\tau} = UI = RI^2 = \frac{U^2}{R}. \quad (9.8)$$

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

$$Q_{\text{эл}} = Q_{\text{ЭК}} + Q_{\text{ут}}. \quad (9.9)$$

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:

$$Q_{\text{ЭК}} = G_{\text{ЭК}} C_{\text{ЭК}} \Delta t_{\text{ЭК}} \approx 0, \quad (9.10)$$

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

$$Q_{\text{ут}} = F_{\text{огр}} \sum \frac{\lambda_{\text{огр}}}{\delta_{\text{огр}}} \Delta t_{\text{огр}} \Delta\tau, \quad (9.11)$$

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:

$$B_{\text{т(т)}} = \frac{Q_{\text{ут}}}{Q_{\text{р}}^{\text{н}} \eta_{\text{ист}} \eta_{\text{тр}} \eta_{\text{рас}}}. \quad (9.12)$$

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

$$B_{\text{т(э)}} = \frac{N_{\text{эл}}}{Q_{\text{р}}^{\text{н}} \eta_{\text{ист}} \eta_{\text{тр}}}. \quad (9.13)$$

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

9.3. Снижение тепловых потерь через стены, пол и потолок

Требуемый уровень тепловой защиты здания достигается применением многослойных строительных конструкций с использованием в них теплозащитных материалов с низким коэффициентом теплопроводности.

Как видно из уравнения (4.4), тепловые потери зависят от величины сопротивления теплопередачи R многослойной конструкции ограждения, определяемой суммой сопротивлений теплопроводности отдельных слоев ограждения:

$$\sum R_{\lambda} = \sum \frac{\delta}{\lambda}. \quad (9.14)$$

При строительстве новых зданий СНиП 23-02-2003 предписывает значение сопротивления теплопередачи ограждающих конструкций $R_{\text{рег}}$ принимать в зависимости от величины градусо-суток, определяемых для конкретного административного района по продолжительности отопительного периода.

Градусо-сутки отопительного периода D , °С·сут, рассчитывают по формуле:

$$D = \Delta t \cdot Z_{\text{от}} = (t_{\text{в}} - t_{\text{нсп}}) Z_{\text{от}}, \quad (9.15)$$

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:

$$\delta_{из} = \lambda_{из} \left(R_{рег} - \frac{1}{\alpha_B} - \sum \frac{\delta_i}{\lambda_i} - \frac{1}{\alpha_H} \right), \quad (9.16)$$

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. 40а показан график распределения температуры по толщине наружной стены, не утепленной как с внутренней, так и с наружной сторон.

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

При установке теплозащитного слоя на внутренней стороне стены, как показано на рис. 40б, потери теплоты значительно снижаются. Несмотря на это, 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.

Для ликвидации указанных недостатков целесообразно размещать теплозащитный слой на наружной стороне стены, как показано на рис. 40в. В этом случае точка росы переходит в теплоизолирующий слой. Ограждающая конструкция накапливает тепло, и температурные колебания в ней минимальны. Потери тепла незначительны.

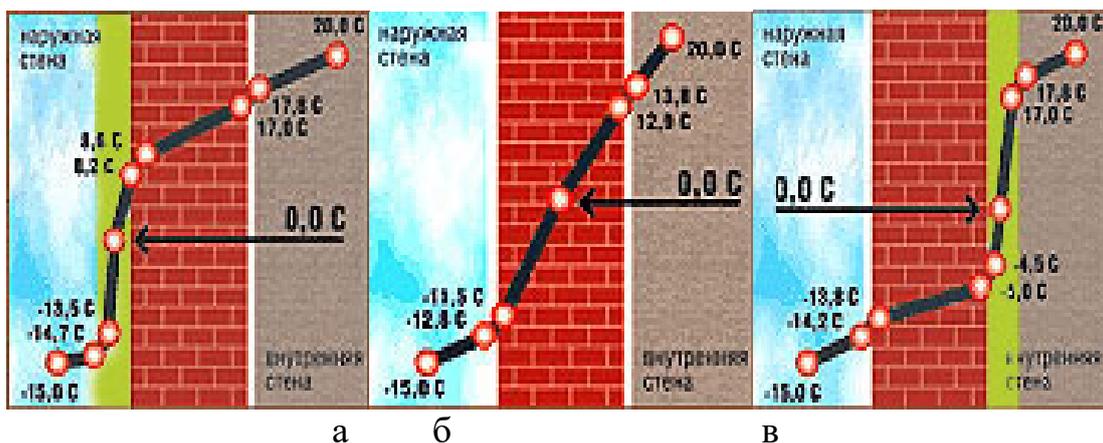


Рис. 40. График распределения температуры по толщине наружной стены здания:

а – неутепленной; *б* – с теплозащитным слоем на внутренней поверхности стены; *в* – с теплозащитным слоем на наружной поверхности стены

Контрольные вопросы

1. Через какие ограждающие конструкции здания теряется максимальное количество тепловой энергии?
3. Каким образом снижаются тепловые потери через прозрачные и непрозрачные ограждающие конструкции здания?
4. К чему приводит установка дополнительного теплоизоляционного слоя на внутренней стороне здания?
5. Какие материалы применяются для фасадного утепления зданий?

10. 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.

Вместе с тем 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. 12 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. 41 представлена классификация систем вентиляции жилых зданий, реализуемых в странах ЕС.

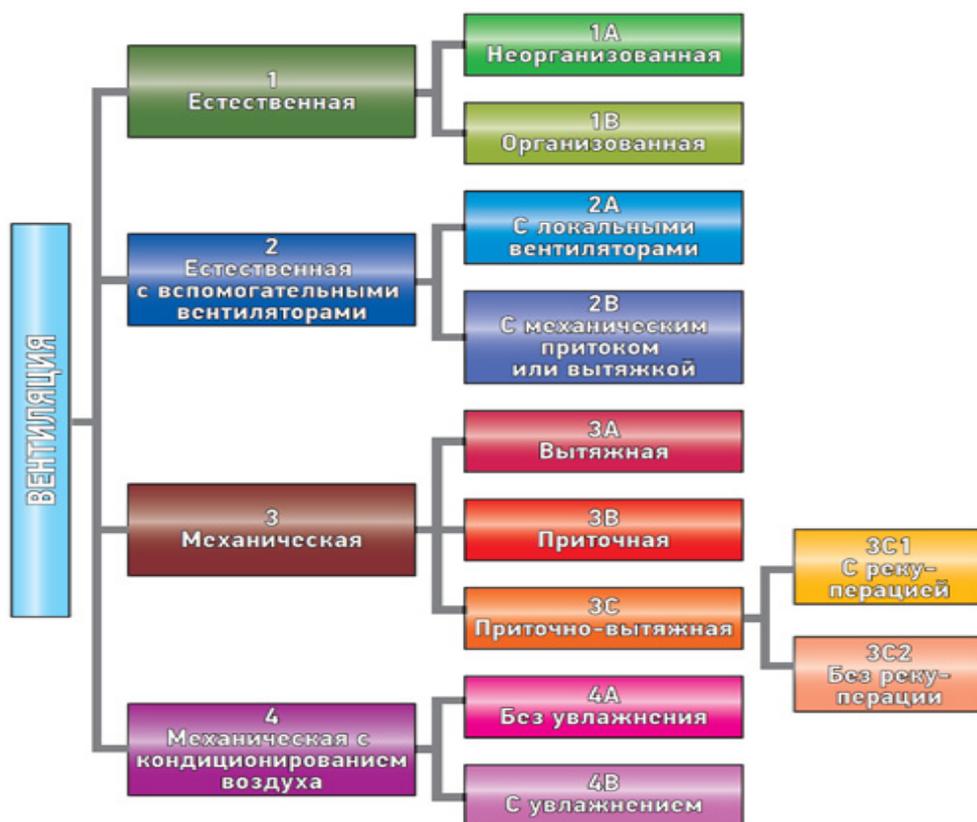


Рис. 41. Классификация систем вентиляции жилых зданий в странах ЕС

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 то же 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. 42. 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.

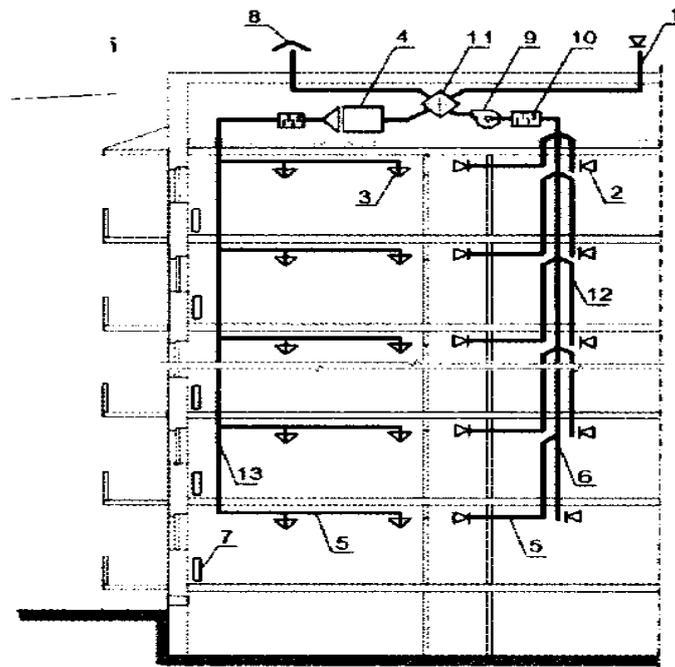


Рис. 42. Схема централизованной приточно-вытяжной системы вентиляции с теплорекуператором многоквартирного дома:

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

Стоит отметить, что 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.

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



Рис. 43. 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. Но 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. 44 представлена конструктивная схема приточно-вытяжной установки с рекуперативным теплообменником.

Для утилизации теплоты удаляемого воздуха в системах вентиляции широко используются роторные рекуператоры, представленные на рис. 45.

Ротор в таком рекуператоре 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.

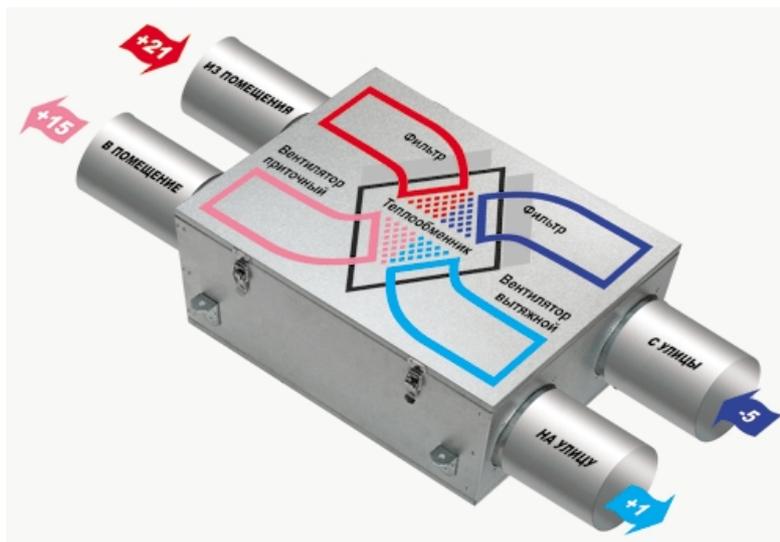


Рис. 44. Конструктивная схема приточно-вытяжной установки с рекуперативным теплообменником

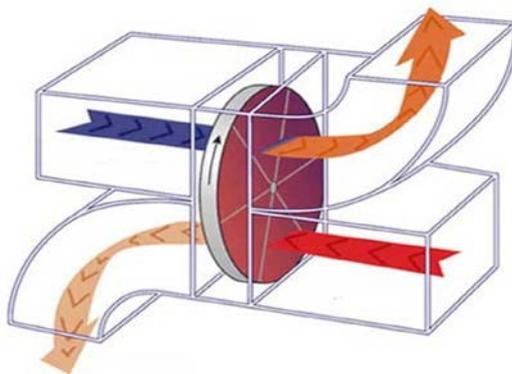
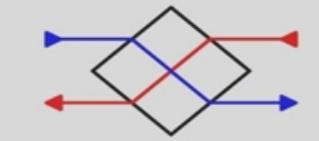
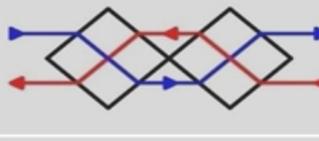
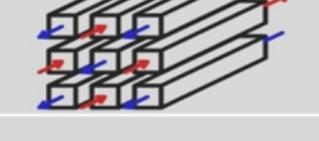
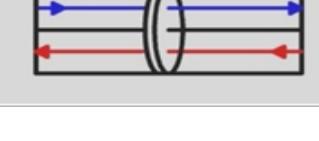


Рис. 45. Конструктивная схема роторного теплорекуператора

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

В табл. 7 приведены значения КПД теплообменников, наиболее часто применяемых в вентиляционных установках.

Таблица 7 – 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.

Воздушное отопление с регулируемым подводом наружного воздуха

Поступление воздуха в помещение может быть неорганизованным и организованным. В первом случае систему вентиляции классифицируют, как естественную вентиляцию, а во втором как принудительную или приточно-вытяжную.

Современные приточно-вытяжные установки оснащаются теплорекуператором, позволяющим передавать теплоту, выносимую потоком удаляемого воздуха потоку поступающего наружного воздуха. Степень теплорекуперации, представляющая отношение передаваемой теплоты к теплоте выносимой потоком удаляемого воздуха может достигать 0,5 – 0,6, в зависимости от типа теплообменного аппарата. Таким образом, применение приточно-вытяжной установки позволяет существенным образом снизить отопительную нагрузку вентилируемых помещений.

Между тем в системах воздушного отопления на базе приточно-вытяжных установок не предусматривается регулирование поступления наружного воздуха в помещение, в зависимости от наличия человека в помещении и от количества находящихся людей. Независимо от присутствия человека в отапливаемом помещении осуществляется воздухообмен с необходимым нагреванием наружного воздуха до поддерживаемой внутри температуры, на что бесполезно затрачивается подводимая энергия.

На рис. 46 представлена система воздушного отопления на базе приточно-вытяжной установки и электрокалорифера, обеспечивающего догревание наружного воздуха после теплорекуператора до требуемой внутренней температуры воздушной среды.

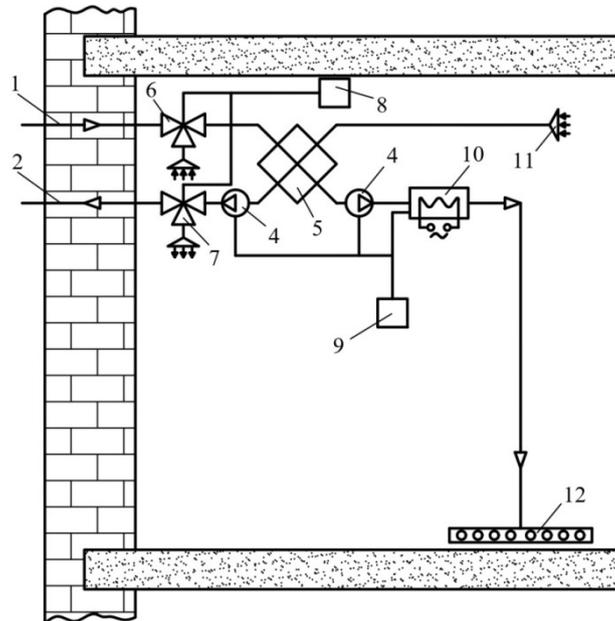


Рис. 46. Схема воздушного отопления на базе приточно-вытяжной установки с теплорекуператором и электрокалорифером с регулированием подвода и отвода свежего воздуха:

1, 2 – всасывающий и выпускной воздухопроводы; 3, 4 – вытяжной и приточный вентиляторы; 5 – теплорекуператор; 6, 7 – трехходовые впускной и выпускной клапаны; 8 – датчик присутствия человека в помещении; 9 – датчик температуры воздуха; 10 – электрокалорифер; 11 – воздухозаборное устройство; 12 – воздухораздаточные плинтусы

С целью исключения поступления свежего наружного воздуха в отапливаемое помещение при отсутствии людей в нем, предлагается на всасывающем и выхлопном трубопроводах установить трехходовые клапаны, представленные на рис. 47.

Предлагаемая система воздушного отопления работает следующим образом. Сигнал от датчика 4 при отсутствии человека в помещении поступает на исполнительный механизм трехходового клапана на всасывающем трубопроводе и перекрывает поступление наружного воздуха через патрубок «А». В то же время через патрубок «В» в систему вентиляции поступает внутренний воздух из помещения, на нагревание которого не требуется столько энергии, как на нагревание наружного воздуха.

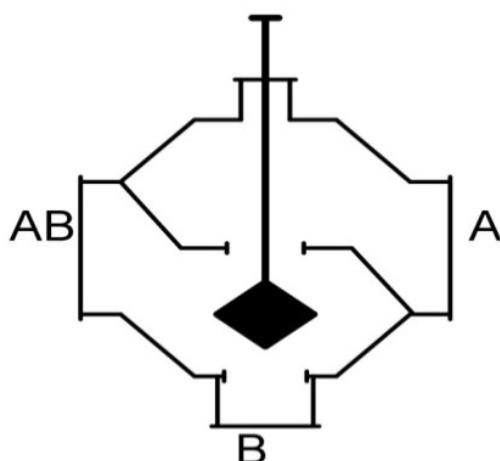


Рис. 47. Трехходовой клапан

Трехходовой клапан на выхлопном трубопроводе, получив сигнал об отсутствии человека перекрывает выход воздуха в атмосферу через патрубок «А» и весь воздушный поток, прошедший теплорекуператор через патрубок «В», возвращается в отапливаемое помещение, тем самым сохраняя в нем теплоту.

При появлении человека в помещении датчик 4 дает сигнал исполнительному механизму трехходового клапана на частичное или полное открытие патрубка «А», через который в систему начинает поступать наружный воздух. Нагревание наружного воздуха осуществляется в два этапа: на первом, пройдя теплорекуператор, и на втором – в электроколорифере, нагреваясь до требуемой температуры. Нагретый таким образом воздух через перфорированные раздаточные плинтусы поступает в нижнюю часть помещения.

Трехходовой клапан на выхлопном трубопроводе работает следующим образом. Патрубок «В» частично или полностью закрывается, и внутренний воздух, передав теплоту в теплорекуператоре, под напором выхлопного вентилятора удаляется в атмосферу через открытый патрубок «А».

Организация воздухообмена по предлагаемой схеме позволяет сократить потребление тепловой энергии на нагревание наружного воздуха, поступающего в внутренний объем вентилируемого помещения примерно на 15 – 20 %.

Контрольные вопросы

1. Каким образом может быть снижена инфильтрационная составляющая отопительной нагрузки здания?

2. Применение каких теплорекуператоров обеспечивают максимальную степень теплорекуперации?
3. Принцип работы роторного теплорекуператора?
4. Описать устройство приточновытяжных систем вентиляции с теплорекуператором в многоквартирном доме.
5. Как устроен токопроводящий теплозащитный экран?

11. ФОРМИРОВАНИЕ 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 ее 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, но 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.

Впрочем, требования со стороны теплоснабжителей 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. Не принятая 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 [20].

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).

Парокомпрессионная 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. 48 представлена принципиальная схема ПХМ и цикл в T-S-диаграмме.

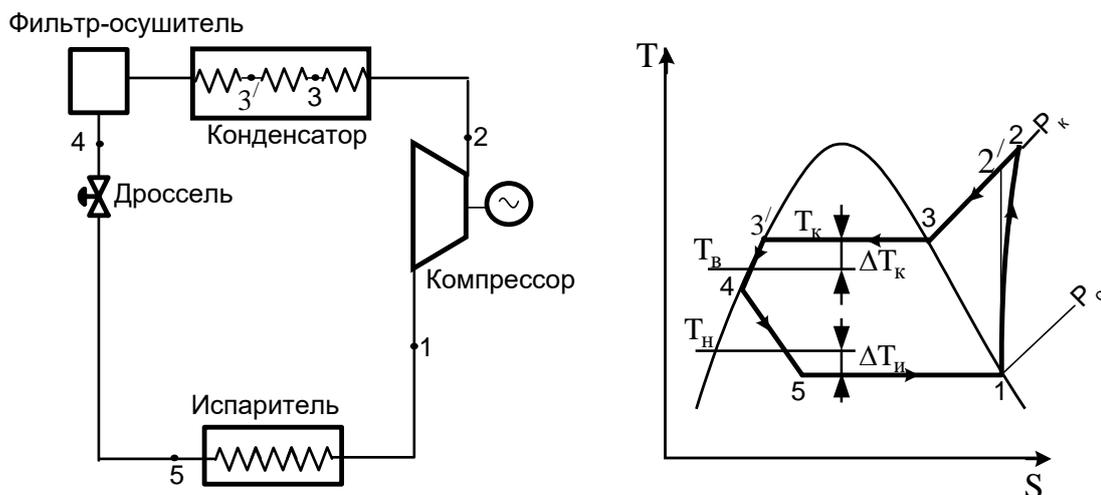


Рис. 48. Принципиальная схема парокомпрессионной ТНУ и цикл в T-S - диаграмме:

1-2 – действительный процесс сжатия в компрессоре; *1-2'* – идеальный или изэнтропийный процесс сжатия в компрессоре; *2-3* – процесс охлаждения перегретого 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 и к фреону при формировании теплового потока, используемого в системах отопления, базирясь на первом законе термодинамики.

При нагревании сетевой воды в источнике теплоснабжения подводимая энергия, как было показано в главе 2, расходуется на **одновременное** выполнение работы расширения (L_p) и тепловой работы ($L_{тр}$), связанной с увеличением ее внутренней энергии.

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

Формирование теплового потока фреона в 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 в системы отопления, что исключает переотапливание и помещений здания.

Энергетический баланс парокompрессионной ТНУ выражается следующим соотношением:

$$q_0 + l_{тр} = l_p + l_{тр} = q_k, \quad (11.1)$$

где $q_0 = l_p$ – 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.

$$q_0 = h_1 - h_5 = h_1 - h_4, \text{ (так как } h_4 = h_5), \quad (11.2)$$

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):

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

где $l_{\text{тр}} = h_2 - h_1$ – тепловая или теоретическая работа сжатия в компрессоре при изэнтропийном процессе; η_{oik} – внутренний относительный (адиабатический) КПД компрессора.

$$q_k = h_2 - h_4, \quad (11.4)$$

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:

$$\varphi = \frac{q_k}{l}. \quad (11.6)$$

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:

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

$$G = \frac{Q_k}{q_k}. \quad (11.8)$$

Полная тепловая нагрузка испарителя составит:

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

Электрическая мощность компрессора:

$$N_k = G \cdot l. \quad (11.10)$$

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 (см. рис. 49). 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 [22].

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.

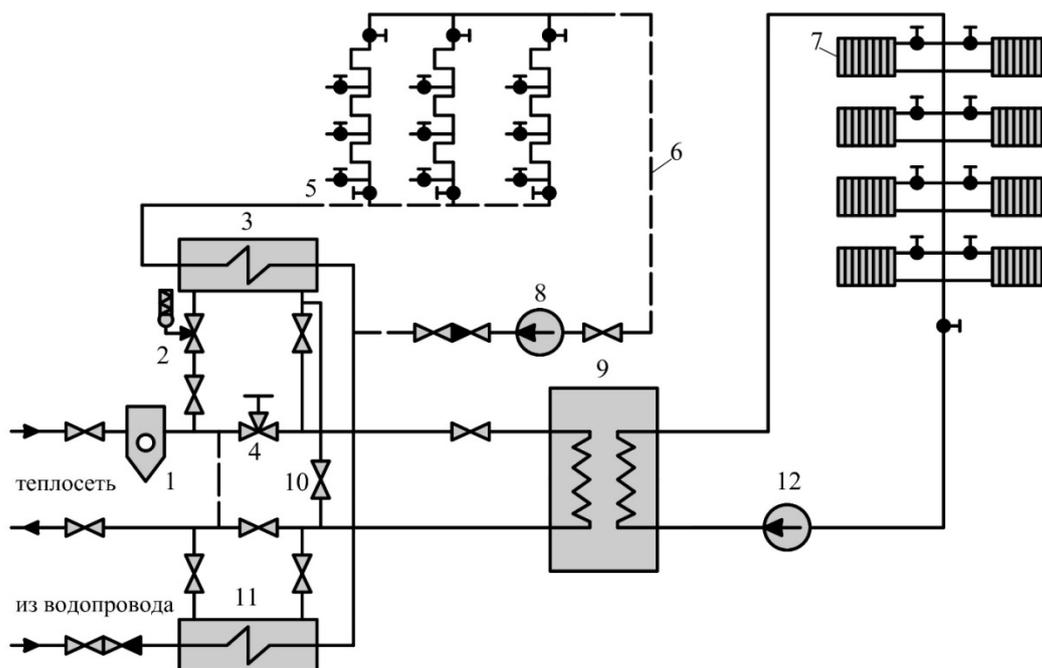


Рис. 49. Принципиальная схема ИТП для закрытой системы теплоснабжения:

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

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

ИТП закрытых систем теплоснабжения имеет более сложное устройство и требует большие капитальные затраты. Их эксплуатация усложняется из-за наличия водоподогревателей ГВС. Тем не менее 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 (см. рис. 50).



Рис. 50. Кожухотрубный (слева) и пластинчатый (справа) водо-водяные подогреватели

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.

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 парокompрессионного типа (см. рис. 51) [22].

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.

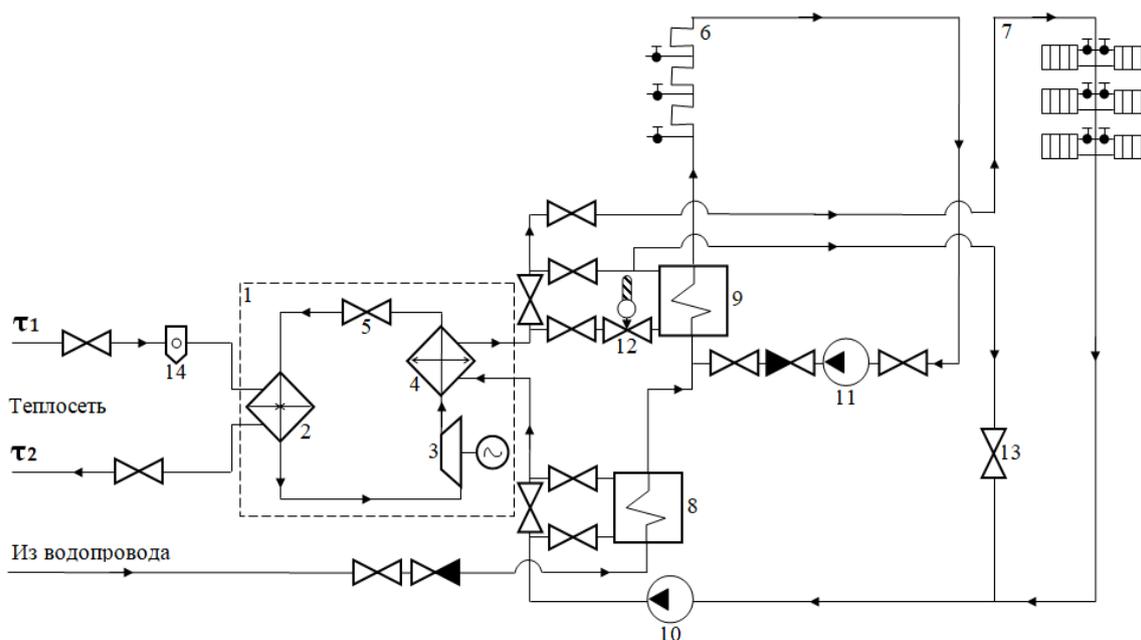


Рис. 51. Принципиальная схема ИТП с теплонасосной установкой:

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 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. 52 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.

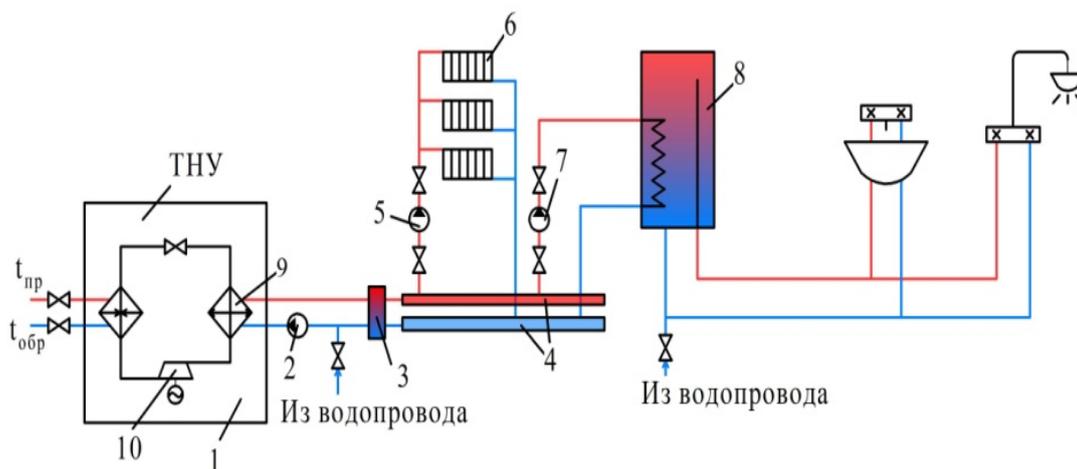


Рис. 52. Схема включения ТНУ в единую систему квартирного отопления и ГВС:

- 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

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 водоводяной нагреватель (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 ее 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.

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 ее части. На

рис. 53 представлена схема отдельного внутриквартирного контура отопления на базе ТНУ и отдельного контура ГВС на базе электрического емкостного водонагревателя.

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 ее использования. При этом исчезают потери теплоты, которые были при транспортировании горячей воды от ЦТП и ИТП.

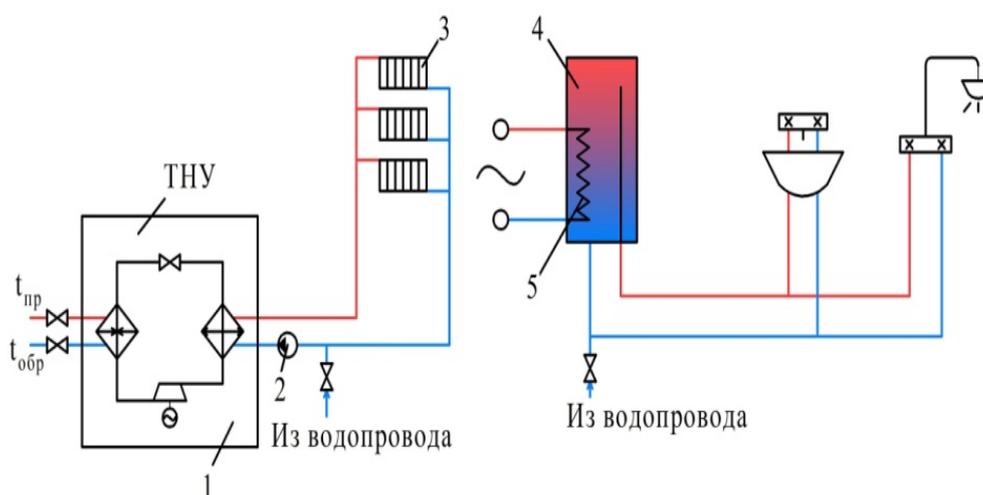


Рис. 53. Раздельная система внутриквартирного отопления и ГВС:

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

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. 54 представлено схема устройства емкостного электрического водонагревателя. Магниеый 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 аккумуляирующей емкостью,

выравнивающей суточную неравномерность потребления горячей воды абонентами.



Рис. 54. Схема устройства емкостного водонагревателя

Требуемая емкость водонагревателя как аккумулирующая емкость может быть определена по методике, изложенной в работе [5], с использованием графика суточного теплотребления системой ГВС.

Расход горячей воды за сутки при максимальном водопотреблении (G_u^h , м³/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 ($Q_{ГВ}$, 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 $\rho = 985$ кг/м³ – плотность воды при 60 °С; $t_p = 60$ °С – расчетная температура воды в системе; $t_x = 5$ °С – расчетная температура воды в зимнее время; $Q_{тп} = 5\%$ – теплотери в системе ГВС от общей тепловой нагрузки.

11.4. Системы воздушного отопления и ГВС отдельной квартиры

Существенного снижения энергопотребления можно добиться путем перехода от естественной к принудительной вентиляции помещений жилого дома с установкой рекуперативных теплообменников, обеспечивающих передачу теплоты от потока воздуха, удаляемого из помещения, потоку наружного воздуха, поступающего в него [9].

На рис. 55 представлена схема воздушного отопления отдельной квартиры с применением воздушного теплорекуператора и бытового ТНУ.

Температурный режим и воздухообмен в отапливаемых помещениях поддерживается следующим образом. Наружный воздух по всасывающему трубопроводу с помощью всасывающего вентилятора поступает в помещение, проходя две стадии нагревания. На первой стадии наружный воздух повышает 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.

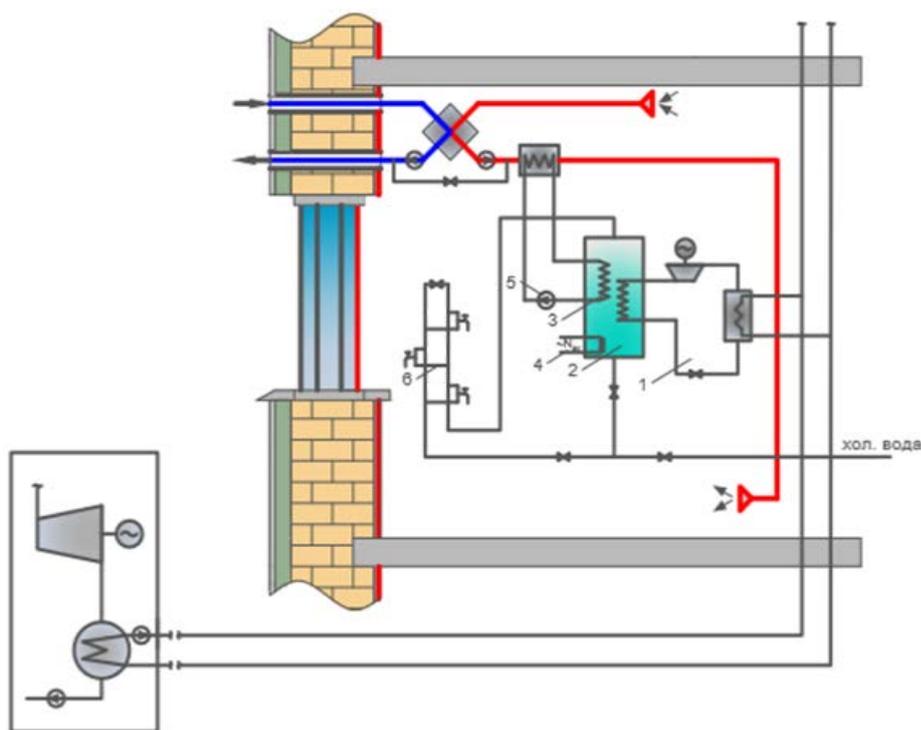


Рис. 55. Схема включения ТНУ в систему воздушного отопления отдельной квартиры:

1 – тепловой насос; 2 – бак-накопитель горячей воды; 3 – воздушный нагреватель; 4 – резервный электрический нагреватель; 5 – водяной насос воздушного отопления; 6 – краны холодной и горячей воды

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 ее 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 м^2 , внутренний объем квартиры – 162 м^3 , площадь наружных ограждающих конструкций: стены – $15,6 \text{ м}^2$, площадь потолка – 60 м^2 , площадь окон – 6 м^2 . Коэффициенты термического сопротивления теплопередачи наружных ограждений $R_{\text{ст}} = 3,079$; $R_{\text{ок}} = 0,44$; $R_{\text{пот}} = 4,058 \text{ (м}^2 \cdot \text{°С)}/\text{Вт}$. Воздухообмен в квартире обеспечивается кратностью воздухообмена $m = 0,35 \text{ ч}^{-1}$.

Тепловая нагрузка определялась как сумма тепловых потерь через наружные ограждения $Q_{\text{огр}}$ и инфильтрационная составляющая $Q_{\text{инф}}$ с учетом достижимого коэффициента теплорекуперации k_p в воздушном теплообменнике приточно-вытяжной системы. При принятом $k_p = 0,4$ величину отопительной нагрузки можно рассчитать по следующей формуле, которая для рассматриваемой квартиры составляет:

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

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:

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

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.

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, оснащенный 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?

12. КОГЕНЕРАЦИОННЫЕ ИСТОЧНИКИ ЭНЕРГОСНАБЖЕНИЯ СИСТЕМ ЦЕНТРАЛИЗОВАННОГО ТЕПЛОСНАБЖЕНИЯ

Перевод систем теплоснабжения на применение комбинированной энергии потребует значительного увеличения производства электрической энергии. Наиболее перспективными источниками, потребляющими

газообразное топливо, вырабатывающими электрическую энергию являются ТЭС ПГУ. Электрический КПД таких станций может достигать 53 – 56 %. Как бы то ни было ввод встрой новых ТЭС ПГУ требует значительных финансовых затрат так как проектная мощность их достигает 450 МВт (ПГУ-450).

Максимальный народнохозяйственный эффект может быть получен при умеренных затратах путем переоборудования отопительных водогрейных котельных в когенерационных источник, с выработкой электрической энергии в газотурбинных установках (ГТУ) или в газопоршневых двигателях (ГПД). В работе А. А. Салихова [25] приведена стоимость 1 кВт установленной мощности ГТУ и ГПД. При вводе ГТУ, включая стоимость всех работ, вплоть до наведения порядка на территории и озеленения указанная стоимость не превысила 400 долл. США/кВт. При вводе источника на базе ГПД – не более 800 долл. США/кВт. Однако указанные цифры были получены при сравнении ГТУ российского производства и ГПД производства фирм «Йенбахер» (Австрия) и «Вяртсила» (Финляндия).

В книге [25] указывается, что реальная стоимость мини-ТЭЦ, состоящей из двух газопоршневых агрегатов фирмы «Вяртсила» по 1 МВт электрической и 1 Гкал/ч тепловой мощности, составляет 1,5 млн долл. США, и начинают они давать продукцию менее чем за год с момента заключения контракта. Пока строится мощная ТЭЦ ПГУ, малые установки на базе ГТУ и ГПД за это время могут дважды-трижды окупить себя и сделать задел для постройки новых себе подобных или еще более совершенных источников энергоснабжения.

Таким образом, перспективным направлением обновления котельных ЖКХ, потребляющих газообразное топливо, ни в коем случае нельзя считать замену старых котлов на котлы нового образца, пусть даже со 100 % КПД. Если системы отопления с ТНУ переводить на использование комбинированной энергии, т. е. на использование низкотемпературного теплоносителя и электричества, то наименее затратными вариантами будет переоборудование котельных в мини-ТЭЦ с применением газотурбинных установок или газопоршневых двигателей.

12.1. Мини-ТЭЦ на базе ГТУ

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. 56 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 T-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 T-S-диаграмме представлен отрезком 1 – 2_д, действительный процесс расширения отрезком 3 – 4_д.

Развиваемая мощность на валу газотурбинной установки:

$$N_{\text{ГТУ}} = N_{\text{ГТ}} - N_{\text{К}} = G_{\text{Г}} \cdot L_{\text{Т}} \cdot \eta_{\text{oiГ}} - \frac{G_{\text{В}} \cdot L_{\text{К}}}{\eta_{\text{oiК}}}, \quad (12.1)$$

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; $\eta_{\text{oiГ}}, \eta_{\text{oiК}}$ – внутренние относительные КПД газовой турбины и компрессора.

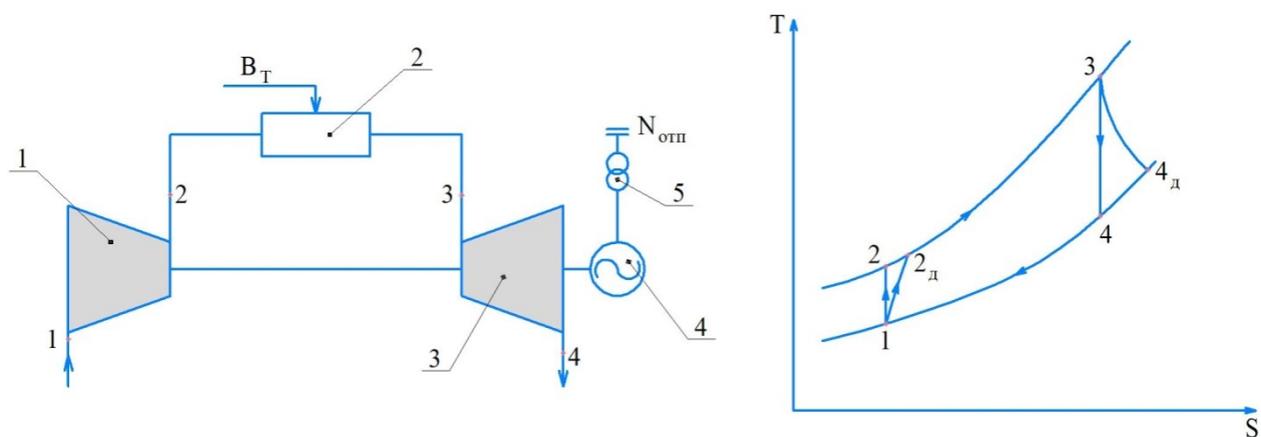


Рис. 56. Тепловая схема и цикл ГТУ в T-S диаграмме:

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

Как известно, работа $L_{\text{К}}$ при адиабатическом сжатии может быть определена из следующего выражения:

$$L_k = C_{pв}(T_2 - T_1) = C_{pв} T_1 [\pi_k^m - 1], \quad (12.2)$$

где $\pi_k = \frac{P_2}{P_1}$ – степень повышения давления в компрессоре; P_1 – давление во всасывающей патрубке компрессора; P_2 – давление в нагнетательной патрубке компрессора; T_1 – температура воздуха перед компрессором (принимается); T_2 – температура воздуха за компрессором при изоэнтروпийном процессе сжатия; $C_{pв}$ – теплоемкость воздуха; $m = \frac{k-1}{k}$ – показатель степени ($k = 1,4$ – показатель адиабаты).

$$L_T = C_{pг}(1 + \beta)(T_3 - T_4), \quad (12.3)$$

где $\beta \approx 0,01 \div 0,02$ – коэффициент, учитывающий массу топлива, поступившую в цикл ГТУ при сжигании топлива в камере сгорания; $C_{pг}$ – 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 изоэнтропных процессов сжатия и расширения:

$$\left(\frac{P_2}{P_1}\right)^m = \frac{T_2}{T_1}, \quad \left(\frac{P_3}{P_4}\right)^m = \frac{T_3}{T_4}, \quad (12.4)$$

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:

$$\eta_{oiк} = \frac{T_2 - T_1}{T_{2д} - T_1}, \quad \eta_{oiг} = \frac{T_3 - T_{4д}}{T_3 - T_4}. \quad (12.5)$$

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

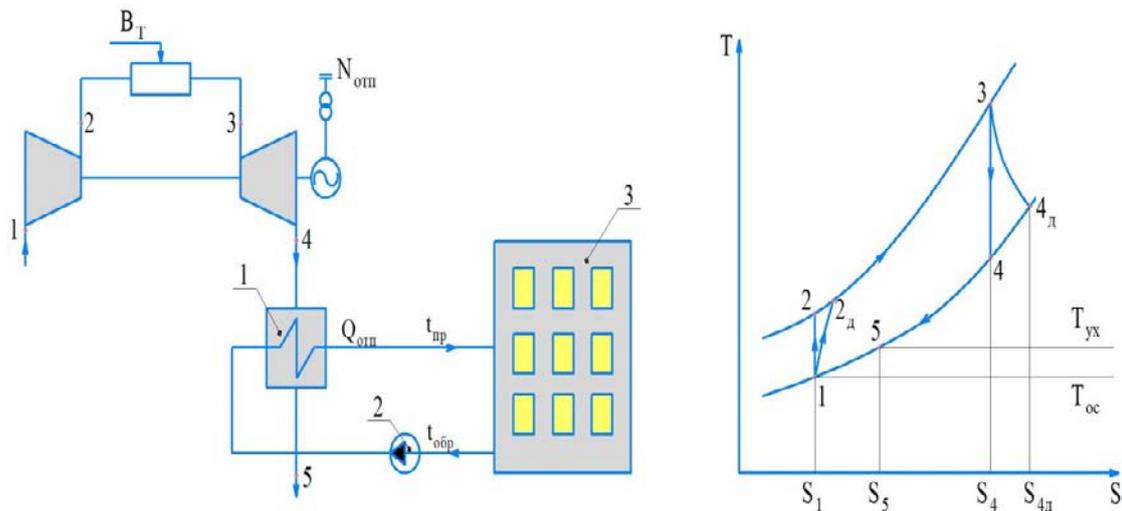


Рис. 57. Тепловая схема ТЭЦ ГТУ с водогрейным котлом-утилизатором и T-S диаграмма цикла ГТУ:

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:

$$G_T \cdot C_{рг} \cdot (T_{4д} - T_{ух}) \eta_{ку} = G_{св} \cdot C_p \cdot (t_{пр} - t_{обр}) = Q_{отп}, \quad (12.6)$$

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

Расход топлива B_T определяется из уравнения теплового баланса камеры сгорания:

$$G_B \cdot C_{рв} \cdot (T_3 - T_{2д}) = B_T \cdot Q_p^H \cdot \eta_{кс}, \quad (12.7)$$

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:

$$\eta_{кит} = \frac{N_{ГТУ} + Q_{отп}}{B_T Q_p^H}, \quad (12.8)$$

$$\eta_{\text{экс}} = \frac{N_{\text{ГТУ}} + L_{\text{св}}}{B_{\text{T}} Q_{\text{p}}^{\text{H}}}, \quad (12.9)$$

$$b_{\text{T}} = \frac{B_{\text{T}}}{N_{\text{ГТУ}} + Q_{\text{отп}}} = \frac{3600}{Q_{\text{p}}^{\text{H}} \cdot \eta_{\text{кит}}}. \quad (12.10)$$

ГТУ-STIG (Steam Injection Gas Turbine) являются одним из перспективных направлений для применения в источниках централизованного теплоснабжения. Под энергетическим впрыском обычно понимают подачу в камеру сгорания газотурбинной установки пара, произведенного в котле-утилизаторе теплотой уходящих газов газовой турбины, в количестве 10 – 25 % по отношению к расходу воздуха, поступающего через компрессор. Такой впрыск обеспечивает значительный рост КПД (на 20 – 60 %) и мощности ГТУ (в 1,5 – 2 раза). Подробный обзор состояния разработок ГТУ-STIG (с энергетическим впрыском пара в камеру сгорания) за рубежом представлен в [33, 34].

Газотурбинные электростанции эффективнее паротурбинных, а в связи с тем, что впрыск пара в камеру сгорания ГТУ дополнительно повышает их экономичность и экологичность, целесообразнее всего их применение в системах централизованного теплоснабжения городов. ТЭЦ, источники систем теплоснабжения, размещаются, как правило, в центрах теплопотребления в пределах радиуса эффективного теплоснабжения населенного пункта. Поэтому, исходя из вышеизложенного, предлагается в системах централизованного теплоснабжения городов, во-первых, вместо паротурбинных ТЭЦ применять газотурбинные установки, во-вторых, для более эффективного применения ГТУ целесообразно предусматривать в их технологической схеме энергетический впрыск пара.

На рис. 58 показана, как один из предпочтительных вариантов, ГТУ-ТЭЦ с впрыском пара. Эта задача актуальна, например, для Белгородской области, установленная мощность объектов генерации на территории которой – 251 МВт, из них 185 МВт приходится на ТЭЦ и 66 МВт – на станции промышленных предприятий (сахарные заводы). Эти электростанции покрывают менее 5 % потребности региона в электроэнергии. Вследствие этого теплоснабжение потребителей обеспечивается преимущественно от отопительных котельных.

Газотурбинные установки мощностью 25 МВт работают в базовом режиме со сбросом отработавших газов с содержанием кислорода 15 % и температурой 450 – 500 °С в ПКУ. Вырабатываемый пар используется: в летний период – преимущественно в качестве энергетического впрыска в ГТУ, в зимний период – преимущественно для подогрева сетевой воды на отопление и горячее водоснабжение потребителей. Пиковая отопительная нагрузка кратковременно покрывается за счет дополнительного сжигания природного газа в ПКУ.

Основные научно-технические проблемы, которые решаются при создании ГТУ-ТЭЦ по предложенной технологической схеме с впрыском пара в камеру сгорания: подготовка умягченной воды требуемого качества для

восполнения безвозвратных потерь пара на впрыск в камеру сгорания ГТУ с расходом ориентировочно 1 т на 1 МВт·ч; разработка прямоточного парового котла-утилизатора оптимальной конструкции.

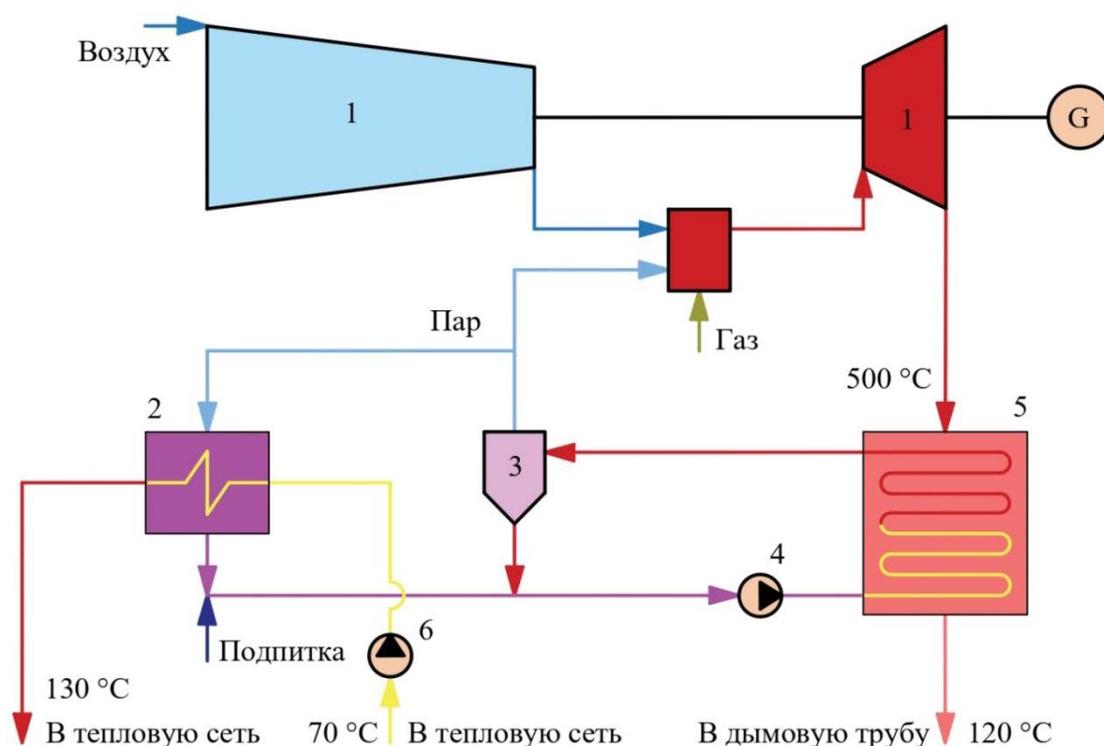


Рис. 58. Принципиальная технологическая схема газотурбинной электростанции мощностью 25 МВт с энергетическим впрыском пара в камеры сгорания ГТУ:

1 – ГТУ 25 МВт; 2 – пароводяной подогреватель сетевой воды производительностью 50 Гкал/ч; 3 – сепаратор пара; 4 – питательный насос; 5 – паровой котел-утилизатор; 6 – сетевой насос

12.2. Газотурбинные установки малой мощности отечественного и зарубежного производства

На российском рынке энергетического оборудования достаточно широко представлены газотурбинные установки малой мощности, выпускаемые на базе авиационных двигателей такими предприятиями, как «Пермский моторостроительный завод», НПО «Сатурн», «Завод им. В. Я. Климова» и др. Топливом в таких установках является керосин, дизельное топливо, природный газ и попутный газ нефтяных месторождений.

Необходимое оборудование размещается в транспортабельных контейнерах, оборудованных всеми необходимыми системами для их нормальной эксплуатации.

На рис. 59 представлена типовая модульная газотурбинная установка (газотурбинная ТЭЦ), предназначенная для производства электрической и тепловой энергии.

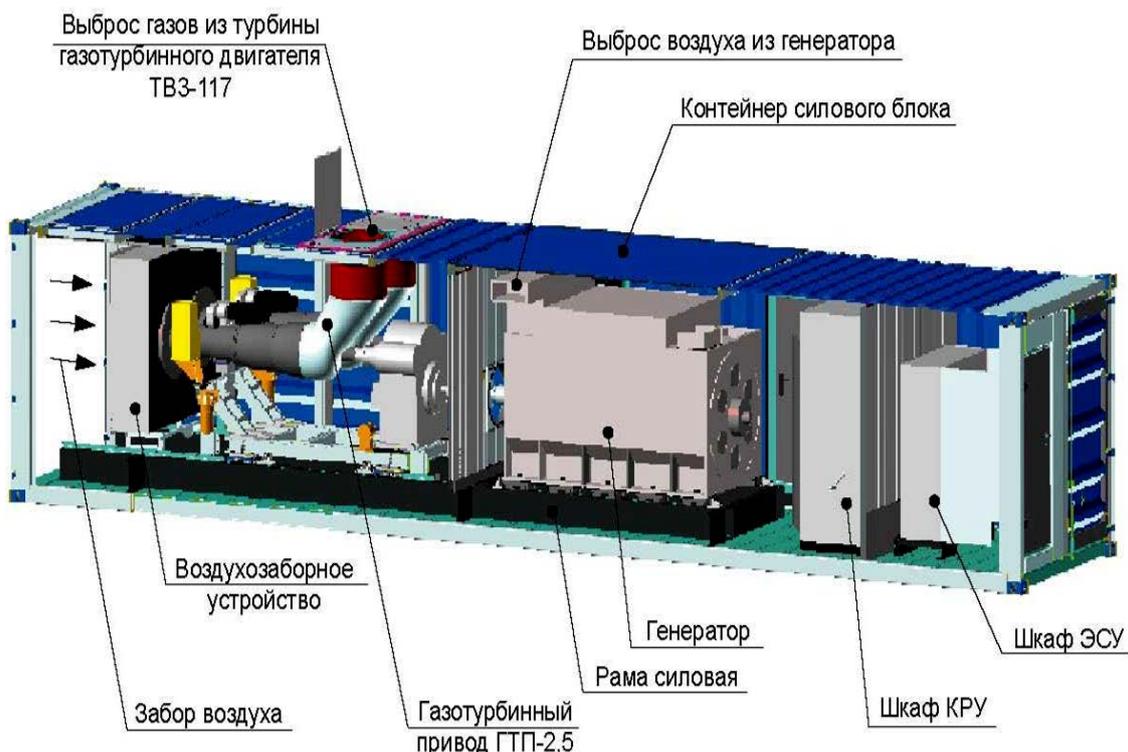


Рис. 59. Типовая модульная газотурбинная ТЭЦ

Модульное исполнение газотурбинных ТЭЦ повышает надежность источника электро- и теплоснабжения и сокращает сроки монтажа от нескольких дней до нескольких недель, в зависимости от комплектации и местных условий.

В табл. 8 приводится перечень отечественных и зарубежных предприятий и основные технические характеристики, выпускаемых ими газотурбинных установок для выработки электрической и тепловой энергии.

Особое место в ряду выпускаемых ГТУ зарубежными фирмами занимает микротурбинные установки (МТУ) компании CalnetixPowerSolutions. В настоящее время компания выпускает установку мощностью 100 кВт модели TA-100.

Микротурбинная установка изготовлена по блочно-модульному принципу, позволяющему заменять в случае необходимости отдельный узел, а

не изделие в целом, и поставляется в полной заводской готовности. Общий вид микротурбинной установки представлен на рис. 60.

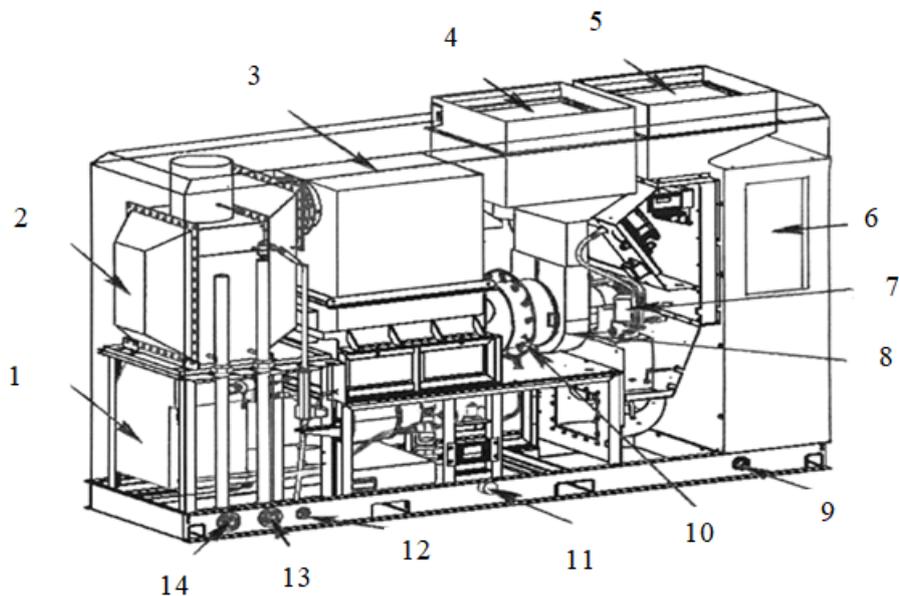


Рис. 60. Общий вид микротурбинной установки ТА-100 RCHP:

- 1* – дожимной газовый компрессор; *2* – котел утилизатор; *3* – рекуператор;
- 4* – воздухозаборник турбогенератора; *5* – воздухозаборник системы охлаждения подкапотного пространства; *6* – шкаф силовой электроники;
- 7* – масляная система; *8* – турбогенератор; *9* – выход силовых кабелей;
- 10* – топливная система; *11* – подвод газа; *12* – слив теплоносителя из поддона;
- 13* – выход горячей воды; *14* – вход холодной воды

Таблица 8 – Технические характеристики газотурбинных двигателей

Модель	Мощность номинальная, МВт	Расход газа на 100%- й нагрузке, кг/ч	КПД, %	Степень повышения давления	Расход рабочего тела через двигатель, кг/с	Частота вращения выходного вала генератора, об/мин	Температура газов на выходе из двигателя, С°	Давление топливного газа, МПа
1	2	3	4	5	6	7	8	9
Аэросила, НПП, ОАО								
1А16-100	0,333	94,6	28			1500		
Зоря-Машпроект, НПКГ, ГП								
UGT2500(ДО 49)	2,85	784	28,5	12	16,5	14000/3000	460	2,5
Ивченко-Прогресс, ГП								
ГТП АИ-2500	2,5	769	24,2	7,5	20,5	12350/1000	408	1,08
Д-336-1-4	4,2	1150	26,5	13	27,5	8200/3000	407	2,35
Д-336-2-4	4,2	1150	26,5	13	27,5	8200/3000	407	2,35
Калужский двигатель (КАДВИ), ОАО								
9И56	0,11	82	11	3,3	1,45	38000/8000	550	0,55
9И56М	0,155	80	16	4,2	1,48	40000/8000	515	0,78
ОКА-1	0,155	82	16	4,7	1,70	41200/6000	470	0,85
ОКА-2	0,2	93	18	5,0	1,76	43400/6000	500	1,0
ОКА-3	0,265	116	19	5,7	1,93	46000/6000	550	1,1
Климов, ОАО								
ТВ3-117	1,1	460	25,4	8	7,88	-/1500	402	1,2
Мотор Сич, ОАО								
ТВ3-137	1,07	320	25	5,5	7,63	15000/1000	392	1,0-1,3
АИ-20 ДМН	2,5	995	24	7,48	20,8	12350/1000	520	1,08
АИ-20-ДМЭ	2,5	836	24	7,48	20,8	12350/1000	520	1,08
ГТЭ-МС-2.5Д	2,5	995	24	7,48	20,8	12350/1000	520	1,08
Пермский моторный завод (ПМЗ), ОАО (УК ПМК)								
ГТУ-2.5П	2,7	873	21,9	5,9	25,6	5500/3000	361	1,0-1,2
ГТУ-4П	4,3	1234	24,7	7,3	29,8	5500/3000	414	1,2-1,6
Пролетарский завод, ОАО								
ГТГ-1500-2Г	1,5	520	21	6,1	11,2	12500/1500	480	1,2
Самарский научно-технический комплекс им. Н.Д. Кузнецова (СНКТ), ОАО								
НК-127	4	950	32	13,6	16	13000/3000	450	3,0

Продолжение табл. 8

1	2	3	4	5	6	7	8	9
Сатурн, НПО, ОАО								
ДО49Р	2,85	700	28,5	12	15	3000	733	2,1-2,5
Capstone Turbine Corporation								
C30	0,01		28		0,31	96000	320	0,03-0,35
C65	0,065	16,4	29		0,49	96000	309	0,52-0,56
C200	0,19		41	4	6,7		280	0,02-0,52
C200	0,2		33	4	6,7		280	0,52-0,56
Daihatsu Diesel Mfg. Co. Ltd.								
DT-4	0,44	230	41	8	2,97	-/1500	535	1,2-1,6
DT-6	0,66	340	42	8	4,72	-/1500	560	1,2-1,6
DT-4W	0,88	460	41,5	8	5,94	-/1500	535	1,2-1,6
DT-10	1,1	610	36	8	8,23	-/1500	500	1,2-1,6
DT-10A	1,3	680	41,5	8	8,23	-/1500	550	1,2-1,6
DT-14	1,5	800	40,7	8	10,2	-/1500	560	1,2-1,6
DT-20	2,2	1140	41,9	8	14,8	-/1500	530	1,2-1,6
DT-10W	2,25	1200	40,7	8	16,47	-/1500	500	1,2-1,6
DT-10AW	2,6	1360	41,5	8	16,47	-/1500	550	1,2-1,6
DT-14W	3	1600	40,7	8	20,43	-/1500	560	1,2-1,6
DT-20W	4,4	2280	41,9	8	29,79	-/1500	545	1,2-1,6
Distributed Energy Systems Corp.								
MT-100	0,1		33	4,5	0,79	30000	539	0,6-0,95
Mitsui Engineering & Shipbuilding Co. Ltd.								
SB5	1,1	304	25,5	10		25600/3000	492	1,8-2,3
SB15	2,7	764	25,6	10		13070/3000	491	1,8-2,3
MSC4Q	3,5	906	27,9	9,7	18,6	-/1500	437	1,8-2,3
MSC5Q	4,3	1070	29,3	10,3	19,1	-/1500	501	1,8-2,3
MSC5Q	4,3	1070	29,3	10,3	19,1	-/1500	501	1,8-2,3
OPRA Technologies ASA								
OP 16-2GL	2	711	27,8	6,7	8,8	26000/1500	559	1,6-2,0
PBS Velka Bites, a. s.								
TE 100G	0,1	71,3		3,9		56000/52400	780	1,2-1,5
Pratt & Whitney Canada								
ST5	0,457	139,6	23,5	7,3	2,4	30000/3000		
ST6L-721	0,508	156,2	23,4	7,3	3	33000/3000		
ST6L-795	0,678	197,7	24,7	7,3	3,3	33000/3000		
ST6L-813	0,848	237	26	7,3	4	30000/3000		
ST6L-90	1,18	302	28	7,3	5,3	30000/3000		
ST18A (DLE)	1,96	466	30,2	13,7	8,4	20000/3000		

1	2	3	4	5	6	7	8	9
ST18A (WLE)	2,02	530	28,3	13,7	9,2	20000/3000		
ST30	3,3	753	32	16,6	14,4	14875/3000		
ST40	4	879	33	16,6	15,1	14875/3000		
Rolls –Royce Power Engeneering Plc (Power Generation)								
501-KC5	4,1				15,5	13600/3000	571	1,6-2,0
501-KB5	4,8	998	29	9,4	15,4	14600/3000	560	1,8-2,2

В состав установки входят: турбогенератор, камера сгорания, рекуператор, система утилизации тепла с котлом-утилизатором (КУ), маслосистема, топливная система, дожимной газовый компрессор, силовая электроника, цифровая система автоматического управления, воздушная система охлаждения подкапотного пространства и силовой электроники, аккумуляторные батареи.

Принцип работы установки следующий. Очищенный атмосферный воздух попадает в воздухозаборник 4, откуда он поступает на вход в компрессор. В компрессоре воздух сжимается и за счет этого нагревается до температуры 250 °С. После компрессора воздух поступает в специальный газоздушный теплообменник (рекуператор) 3, где он дополнительно подогревается до температуры 500 °С. Дополнительный подогрев позволяет примерно в 2 раза повысить электрическую эффективность установки. Далее нагретый сжатый воздух перед камерой сгорания смешивается с газообразным топливом высокого давления, и гомогенная газоздушная смесь поступает в камеру сгорания для горения. Для повышения давления газа используется штатный дожимной компрессор.

Покидая камеру сгорания, нагретые до температуры 926 °С выхлопные газы поступают в турбину 8, где, расширяясь, совершают работу, вращая ее, а также расположенные на этом же валу колесо компрессора и высокоскоростной синхронный генератор.

После расширения в турбине выхлопные газы с температурой 648 °С по газоходу попадают в рекуператор 3, где отдают свое тепло сжатому воздуху после компрессора. Температура выхлопных газов после рекуператора снижается до 310 °С.

На выходе из рекуператора стоит байпасная заслонка, которая направляет выхлопные газы либо по байпасному газоходу, либо напрямую в котел-утилизатор 2. В котле-утилизаторе (газоводяном теплообменнике) выхлопные газы отдают свое тепло сетевой воде, которая нагревается там до требуемой температуры.

В отличие от других производителей, частота вращения ротора практически не зависит от нагрузки и поддерживается на уровне 68000 об/мин.

Это позволяет без дополнительных аккумуляторных батарей в один прием принимать до 100 % нагрузки.

Турбогенератор

Турбогенератор является основной и наиболее наукоемкой и трудоемкой частью установки. Общий вид турбогенератора в разрезе показан на рис. 61. Это высокооборотный одновальный агрегат с частотой вращения ротора 68000 об/мин. Конструктивно он выполнен в едином корпусе, в котором устанавливается ротор. К корпусу со стороны турбины пристыковывается камера сгорания, представляющая собой отдельный самостоятельный узел.

Ротор, изображенный на рис. 62, является наиболее ответственной частью турбогенератора.

На одном валу, который изготовлен из высокопрочной стали, последовательно размещены:

- втулка (ротор) высокоскоростного синхронного генератора с двумя запрессованными постоянными магнитами;
- колесо одноступенчатого центробежного компрессора;
- колесо одноступенчатой центростремительной турбины.

Ротор турбогенератора устанавливается на двух опорах: первая опора перед передним торцом втулки генератора, а вторая – между втулкой генератора и колесом компрессора.

Первой опорой является упорный подшипник качения с керамическими шариками, второй – гидродинамический подшипник. Оба подшипника охлаждаются и смазываются высококачественным синтетическим маслом.

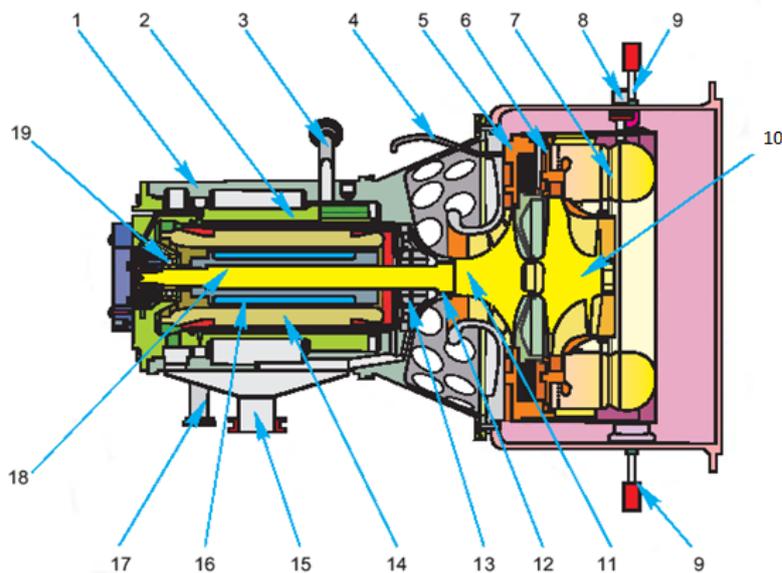


Рис. 61. Турбогенератор в разрезе:

- 1 – корпус; 2 – корпус статорной части; 3 – маслопровод (подвод масла);
- 4 – воздухопровод для поддува лабиринта; 5 – диффузор; 6 – сопловый аппарат;
- 7 – жаровая труба; 8 – свеча зажигания; 9 – топливный коллектор;
- 10 – колесо турбины; 11 – колесо компрессора; 12 – лабиринтное уплотнение;
- 13 – гидродинамический подшипник; 14 – статорные обмотки;
- 15, 17 – горловина слива масла; 16 – постоянные магниты; 18 – ротор;
- 19 – керамический подшипник качения

Отличительной особенностью конструкции ротора является консольная схема размещения колес компрессора и турбины. Такое конструкторское решение позволило вынести все подшипники из горячей зоны, что значительно уменьшило безвозвратные потери масла, уменьшило производительность насоса маслосистемы, позволило увеличить сроки замены масла и масляного фильтра.

Использование высокоскоростного синхронного генератора и полупроводникового преобразователя напряжения позволило избавиться от «ахиллесовой пяты» большинства газовых турбин малой мощности – редуктора.

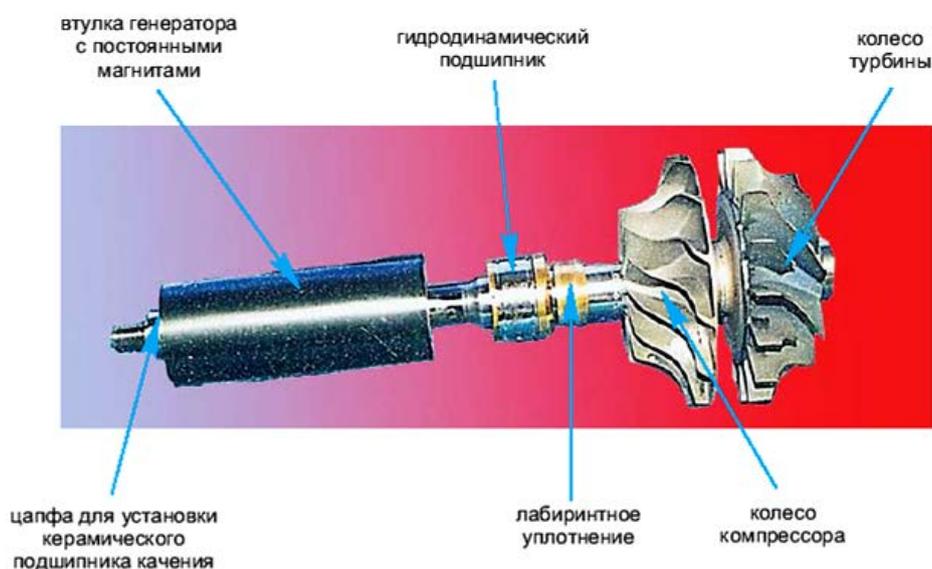


Рис. 62. Общий вид ротора

Камера сгорания

Камера сгорания, изображенная на рис. 63, обеспечивает преобразование химической энергии газообразного топлива в тепловую энергию рабочего тела.

Конструкция камеры противоточная, кольцевая, с многоточечной подачей газообразного топлива через отдельные инжекторы. Камера выполнена из расчета длительной работы как при частичных, так и полных нагрузках установки.

Камера сгорания состоит из следующих основных элементов: корпуса, топливного коллектора, топливных инжекторов, жаровой трубы, свечи зажигания, проставки.

Газообразное топливо подается через 12 инжекторов на вход в камеру под давлением 0,5 – 0,6 МПа.

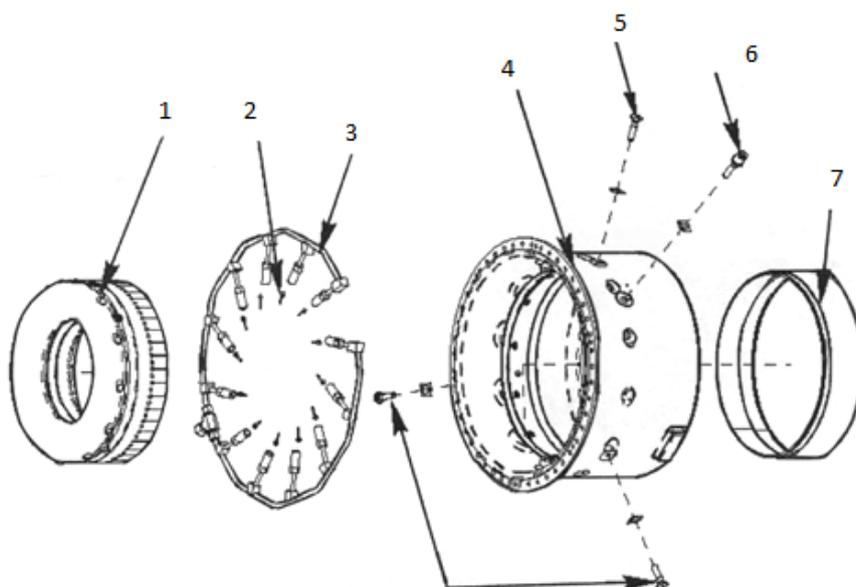


Рис. 63. Конструкция камеры сгорания:

1 – жаровая труба; 2 – инжекторы; 3 – топливный коллектор; 4 – корпус камеры сгорания; 5 – элементы для крепления жаровой трубы к корпусу; 6 – свеча зажигания; 7 – проставка

Рекуператор

Газовоздушный рекуператор предназначен для повышения электрического КПД установки за счет дополнительного подогрева воздуха после компрессора. Нагрев воздуха происходит за счет теплоты выхлопных газов турбины (см. рис. 60).

Рекуператор представляет собой газовоздушный пластинчатый теплообменный аппарат, внешний вид которого представлен на рис. 65. Экономия топлива в установке происходит за счет увеличения температуры воздуха, который поступает в камеру сгорания из воздушного компрессора.

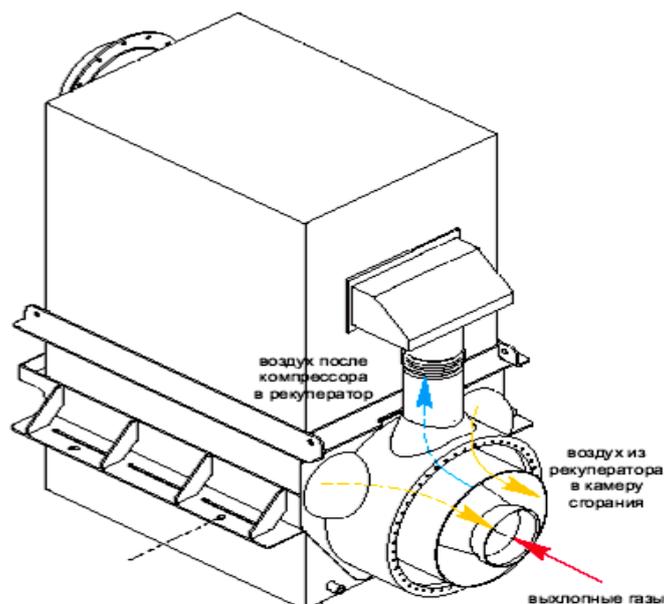


Рис. 64. Общий вид рекуператора

Система утилизации тепла с котлом-утилизатором

Система утилизации тепла предназначена для подогрева сетевой воды до заданного значения за счет использования теплоты выхлопных газов.

Регулирование параметров воды на выходе из котла-утилизатора осуществляется за счет перепуска выхлопных газов через байпасную магистраль.

В состав системы входят: котел-утилизатор с байпасной заслонкой, байпасная магистраль, расходомер для измерения потока теплоносителя, приборы для измерения температуры теплоносителя на входе и на выходе из котла-утилизатора, приборы для измерения температуры выхлопных газов на входе и на выходе из котла-утилизатора, реле максимального давления на выходе из котла-утилизатора.

Система воздушного охлаждения

Система воздушного охлаждения предназначена для надежного отвода тепла от тепловыделяющих элементов (турбогенератора, рекуператора, силовой электроники, котла-утилизатора, маслорадиатора дожимного компрессора, маслорадиатора маслосистемы), находящихся внутри микротурбинной установки.

Внутри установки находятся вентиляторы, которые обеспечивают принудительное движение воздуха. Места забора и выброса воздуха показаны на рис. 65.

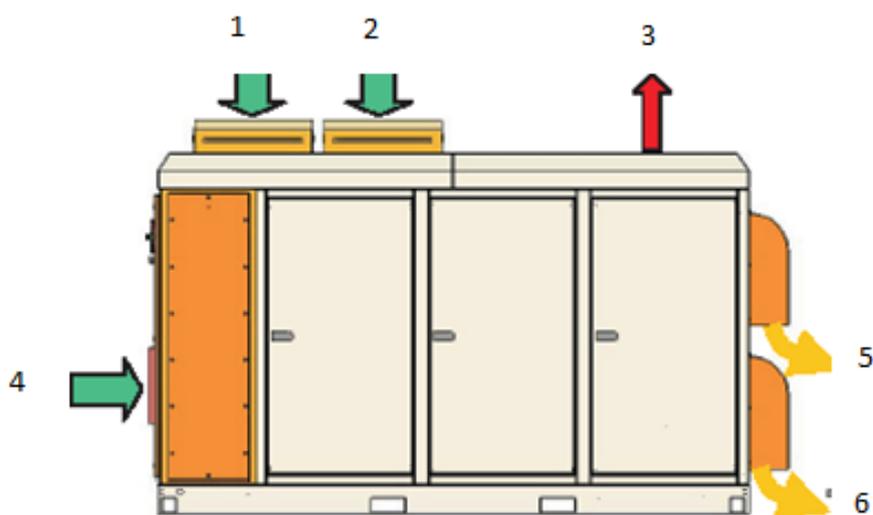


Рис. 65. Места забора и отвода воздуха из подкапотного пространства:

1 – воздух для охлаждения подкапотного пространства; 2 – воздух в газотурбинный генератор; 3 – выход выхлопных газов; 4 – воздух для охлаждения силовой электроники; 5 – выход охлаждающего воздуха (верхнее отверстие); 6 – выход охлаждающего воздуха (нижнее отверстие)

Воздух, направляемый для охлаждения узлов и агрегатов, находящихся в подкапотном пространстве, разделяется на две части. Первая часть идет на охлаждение маслорадиатора, турбогенератора, рекуператора и котла-утилизатора. Движение воздуха обеспечивает вентилятор маслорадиатора. Вторая часть идет на охлаждение силовой электроники и радиатора дожимного компрессора. Движение воздуха обеспечивает вентилятор, расположенный в нижней части микротурбинной установки.

Выход воздуха из установки происходит в задней части установки через два прямоугольных отверстия.

Технические характеристики микротурбинной установки ТА-100 РСНР (по данным завода изготовителя) приведены в табл. 9.

Таблица 9 – Технические характеристики установки ТА-100 РСНР

Показатели	Размерность	Величина
1	2	3
Электрическая мощность	кВт	100
Тепловая мощность (ГВС/отопление) (49/60) (70/95)	кВт	172 / 160
КПД электрический	%	29
КПД полный	%	> 75 (%)
Величина тока при нагрузке 100 %	А	200
Максимальное значение тока (перегрузка) в течение 5 секунд	А	300
Расход газа в режиме номинальной мощности	нм ³ /ч	39/34
Длина (в помещении /нар. исп)	мм	3111,5 / 3316,5
Ширина (в помещении /нар. исп)	мм	917 / 917
Высота (в помещении /нар. исп)	мм	2123 / 2250
Масса (в помещении /нар. исп)	кг	1814 / 2040
Тип электрического генератора	высокооборотный, с двумя постоянными магнитами	
Частота вращения ротора	об/мин	68000
Расход воздухагазотурбинного агрегата	кг/с	1
Максимальное аэродинамическое сопротивление выхлопного тракта	Па	1250
Расход воздуха на охлаждение силовой электроники	нм ³ /с	0,38
Расход воздуха на охлаждение масляной системы, котла-утилизатора и дожимного компрессора	нм ³ /с	0,755
Максимальное аэродинамическое сопротивление присоединяемого газохода выхлопных газов	Па	1240
Максимальное аэродинамическое сопротивление присоединяемого воздуховода для отвода охлаждающего воздуха от масляно-воздушного радиатора и котла-утилизатора	Па	50
Максимальное аэродинамическое сопротивление присоединяемого воздуховода для отвода охлаждающего воздуха от силовой электроники и дожимного компрессора	Па	185
Избыточное давление газа на входе в дожимной компрессор	кПа	от 0,5 до 35

1	2	3
Объем масляного бака	л	19
Температура выхлопных газов на входе в котел-утилизатор	°С	310
Температура выхлопных газов на выходе из котла-утилизатора	°С	90
Температура воды на входе в котел-утилизатор	°С	70
Температура воды на выходе из котла-утилизатора	°С	95
Минимальный рекомендуемый расход воды	л/мин	75

12.3. Пример теплового расчета цикла ГТУ

Исходные данные:

1. Электрическая мощность газотурбинной установки
 $N_{ГТУЭ} = 3000$ кВт.
2. Температура газа на выходе из камеры сгорания $T_3 = 1373$ К.
3. Температура воздуха перед компрессором $T_1 = 288$ К.
4. Давление воздуха перед компрессором $P_1 = 101$ КПа.
5. Коэффициент гидравлических потерь во всасывающем тракте
 $\sigma_K = 0,97$.
6. Внутренний относительный КПД компрессора $\eta_{oiK} = 0,87$.
7. Механический КПД установки $\eta_M = 0,96$.
8. КПД электрогенератора $\eta_G = 0,98$.
9. КПД камеры сгорания $\eta_{КС} = 0,98$.
10. Коэффициент гидравлических потерь камеры сгорания $\sigma_{КС} = 0,98$.
11. Коэффициент, учитывающий массу топлива, добавленного в цикловой воздух, $\beta = 0,01 \div 0,02$.
12. Внутренний относительный КПД газовой турбины $\eta_{oiT} = 0,89$.
13. Коэффициент гидравлических потерь в газовыхлопном тракте
 $\sigma_{выкл} = 0,97$.
14. Теплотворная способность топлива:
15. природный газ – $Q_p^H = 44000$ кДж/кг;
16. дизельное топливо – $Q_p^H = 42000$ кДж/кг.
17. Теплоемкость атмосферного воздуха $C_{pв} = 1,01$ кДж/(кг·К).
18. Теплоемкость продуктов сгорания $C_{pг} = 1,15$ кДж/(кг·К).
19. Показатель адиабаты сжимаемого воздуха $k_K = 1,41$.
20. Показатель адиабаты продуктов сгорания топлива $k_г = 1,33$.

Решение:

1. Оптимальная степень повышения давления:

$$\lambda = \frac{T_3}{T_1} = \frac{1373}{288} = 4,77;$$

$$k = \frac{k_B + k_{\Gamma}}{2} = \frac{1,41 + 1,33}{2} = 1,37;$$

$$m = \frac{k-1}{k} = \frac{1,37-1}{1,37} = 0,27;$$

$$\pi_{КОПТ} = (\eta_{oiK} \cdot \eta_{oiT} \cdot \lambda)^{\frac{1}{2m}} = (0,87 \cdot 0,91 \cdot 4,77)^{\frac{1}{2 \cdot 0,27}} = 12.$$

2. Давление воздуха за компрессором:

$$P_2 = P_1 \cdot \sigma_K \cdot \pi_{КОПТ} = 0,101 \cdot 0,97 \cdot 12 = 1,17 \text{ МПа.}$$

3. Действительная температура воздуха за компрессором:

$$T_2 = T_1 \cdot \pi_{КОПТ}^m = 288 \cdot 12^{0,27} = 563 \text{ К;}$$

$$T_{2\partial} = T_1 + \frac{T_2 - T_1}{\eta_{oiK}} = 288 + \frac{563 - 288}{0,87} = 604 \text{ К.}$$

4. Действительная работа сжатия в компрессоре:

$$L_{КД} = \frac{L_K}{\eta_{oiK}} = \frac{1}{\eta_{oiK}} \cdot \frac{k}{k-1} RT_1 (\pi_{КОПТ}^m - 1) = \frac{1}{\eta_{oiK}} \cdot C_{PB} \cdot T_1 (\pi_{КОПТ}^m - 1);$$

$$L_{КД} = \frac{1}{0,87} \cdot 1,01 \cdot 288 \cdot (12^{0,27} - 1) = 319,6 \text{ кДж/кг.}$$

5. Давление газа перед турбиной:

$$P_{3\partial} = P_1 \cdot \pi_{КОПТ} \cdot \sigma_{КС} = 0,101 \cdot 12 \cdot 0,98 = 1,187 \text{ МПа.}$$

6. Степень понижения давления в турбине с учетом потерь давления в газовыхлопном тракте:

$$\pi_T = \frac{P_{3\partial}}{P_1} \cdot \sigma_{ВЫХЛ} = \frac{1,187}{0,101} \cdot 0,97 = 11,4.$$

7. Давление газа за турбиной:

$$P_{4\partial} = \frac{P_1}{\sigma_{ВЫХЛ}} = \frac{0,101}{0,97} = 0,104 \text{ МПа.}$$

8. Теоретическая температура газа за турбиной:

$$T_4 = \frac{T_3}{\left(\frac{P_{3\partial}}{P_{4\partial}}\right)^m} = \frac{1373}{\left(\frac{1,187}{0,104}\right)^{0,27}} = 712 \text{ К.}$$

9. Действительная температура газа за турбиной:

$$T_{4\partial} = T_3 - (T_3 - T_4) \cdot \eta_{oiT} = 1373 - (1373 - 712) \cdot 0,89 = 785 \text{ К.}$$

10. Теоретическая работа расширения в турбине:

$$L_T = C_{pг} \cdot (1 + \beta) \cdot (T_3 - T_4) = 1,15 \cdot (1 + 0,015) \cdot (1373 - 712) = 771,5 \text{ кДж/кг.}$$

11. Действительная работа расширения газа в турбине:

$$L_{ГТД} = L_T \cdot \eta_{oiГ} = 771,5 \cdot 0,89 = 686,6 \text{ кДж/кг.}$$

12. Полезная работа ГТУ:

$$L_{ГТУ} = L_T - L_{КД} = 686,6 - 319,6 = 367 \text{ кДж/кг.}$$

13. Затраченная теплота в цикле ГТУ:

$$q_{ГТУ} = \frac{1}{\eta_{КС}} [C_{pг} \cdot (1 + \beta) \cdot T_3 - C_{pв} \cdot T_{2д}] = \\ = \frac{1}{0,98} \cdot [1,15 \cdot (1 + 0,015) \cdot 1373 - 1,01 \cdot 604] = 1013 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$$

14. Внутренний КПД установки:

$$\eta_i = \frac{L_{ГТУ}}{q_{ГТУ}} = \frac{367}{1013} = 0,362.$$

15. Абсолютный электрический КПД установки:

$$\eta_{э} = \eta_i \cdot \eta_M \cdot \eta_{Г} = 0,362 \cdot 0,96 \cdot 0,98 = 0,340.$$

16. Удельный расход топлива:

$$b_{э} = \frac{B_T}{N_{ГТУэ}} = \frac{3600}{Q_p^H \cdot \eta_{э}} = \frac{3600}{44000 \cdot 0,340} = 0,241 \text{ кг/кВт}\cdot\text{ч.}$$

17. Часовой расход топлива:

$$B_T = b_{э} \cdot N_{ГТУ} = 0,241 \cdot 3000 = 723 \text{ кг/ч.}$$

18. Удельный расход воздуха:

$$d = \frac{1}{L_{ГТУ}} = \frac{1}{367} = 0,00272 \text{ кг/кДж.}$$

19. Расход воздуха в цикле ГТУ:

$$G_B = d \cdot N_{ГТУэ} = 0,00272 \cdot 3000 = 8,17 \text{ кг/с.}$$

12.4. Мини-ТЭЦ на базе газопоршневых двигателей. Основные типы газопоршневых двигателей

Использование газообразного топлива в двигателях внутреннего сгорания имеет ряд неоспоримых преимуществ по сравнению с жидким топливом. Во-первых, в 1,5 – 2 раза снижается износ основных деталей или повышается моторесурс двигателя; во-вторых, снижается токсичность выхлопных газов; в-третьих, возрастает срок работы смазочных материалов. КПД газопоршневых двигателей приближается к КПД дизелей такого же класса [4].

В то же время при применении газообразного топлива требуется температура, практически в два раза превышающая температуру воспламенения дизельного (жидкого) топлива. Это, в свою очередь, приводит к

возрастанию теплонапряженности рабочих цилиндров, к ухудшению смесеобразования и управления началом воспламенения.

В настоящее время газопоршневые двигатели делят в зависимости от способа воспламенения рабочей смеси, способа смесеобразования и числа тактов.

По способу воспламенения газопоршневые двигатели классифицируют на:

- 1) двигатели с искровым зажиганием;
- 2) двигатели с зажиганием от дизельного топлива;
- 3) двигатели с форкамерно-факельным зажиганием.

На рис. 66 показаны схемы работы четырехтактных газовых двигателей с искровым зажиганием (66а), с зажиганием от дизельного топлива (66б), с форкамерно-факельным зажиганием (66в) [36].

В двигателях с искровым зажиганием газ от редуктора давления подается к смесителю, где он смешивается в нужной пропорции с воздухом и затем через управляемую заслонку газоздушная смесь поступает в цилиндр двигателя, в котором воспламеняется искрой. Такие двигатели, как уже указывалось, работают по циклу Отто.

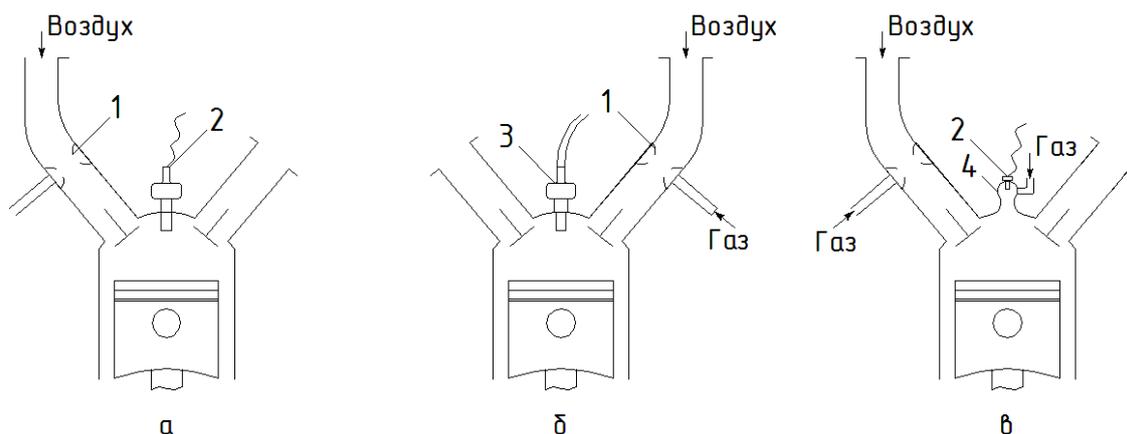


Рис. 66. Схемы работы различных типов двигателей внутреннего сгорания:

- а* – с искровым зажиганием; *б* – с зажиганием воспламеняющей дозой жидкого топлива (газодизель); *в* – с форкамерно-факельным воспламенением;
1 – газоздушный смеситель; *2* – свеча зажигания; *3* – дизельная форсунка;
4 – форкамера

Газовые двигатели с зажиганием от воспламеняющей дозы жидкого топлива подразделяются на два типа [36]:

1. В рабочие цилиндры подается газоздушная смесь, при сжатии которой температура повышается, но не до величины самовоспламенения газа.

Однако этой температуры достаточно для воспламенения дизельного топлива, которое впрыскивается в газоздушную смесь и зажигает ее.

2. В рабочие цилиндры подается воздух, температура которого в конце хода сжатия повышается до величины, превышающей температуру самовоспламенения жидкого топлива. Последнее впрыскивается в цилиндр и воспламеняется, еще больше повышая температуру. Газовое топливо с температурой 30 – 50 °С и давлением порядка 35 МПа впрыскивается в цилиндр, где высокая температура приводит к его воспламенению. Такие двигатели получили наименование двух-топливных.

В двигателях с форкамерно-факельным зажиганием, помимо основной камеры сгорания, имеется дополнительная – форкамера, объем которой составляет 2 – 5 % от основной. В ней размещена свеча зажигания. Основная камера и форкамера имеют отдельные системы питания. Благодаря этому, а также подбору параметров форкамеры, в последней на всех режимах работы двигателя обеспечивается обогащенная смесь, наиболее благоприятная для воспламенения. Выбрасываемый из форкамеры в основную камеру факел горящих газов, который является более интенсивным источником зажигания чем искра, воспламеняет газоздушную обедненную смесь, находящуюся в ней [36].

В большинстве рассмотренных схем газовых двигателей, за исключением второй разновидности системы зажигания от воспламеняющей дозы жидкого топлива, применяют так называемую систему внешнего смесеобразования, при которой газоздушная смесь готовится вне цилиндров двигателя.

Система, при которой газ и воздух подают в цилиндры двигателя отдельно, а их смешение происходит внутри каждого цилиндра или непосредственно перед цилиндром, называют системой внутреннего смесеобразования [36].

Схемы подвода газа к газопоршневым двигателям аналогичны схемам подвода газа к горелкам паровых и водогрейных котлов.

На рис. 67 приведены схемы топливных систем с внешним смесеобразованием. Регулирующим элементом в этих схемах является газовая заслонка 1. После заслонки газ поступает в газоздушный смеситель 2. Абсолютное давление газа на входе в газоздушный смеситель, как правило, несколько ниже атмосферного давления и составляет 90...100 кПа.

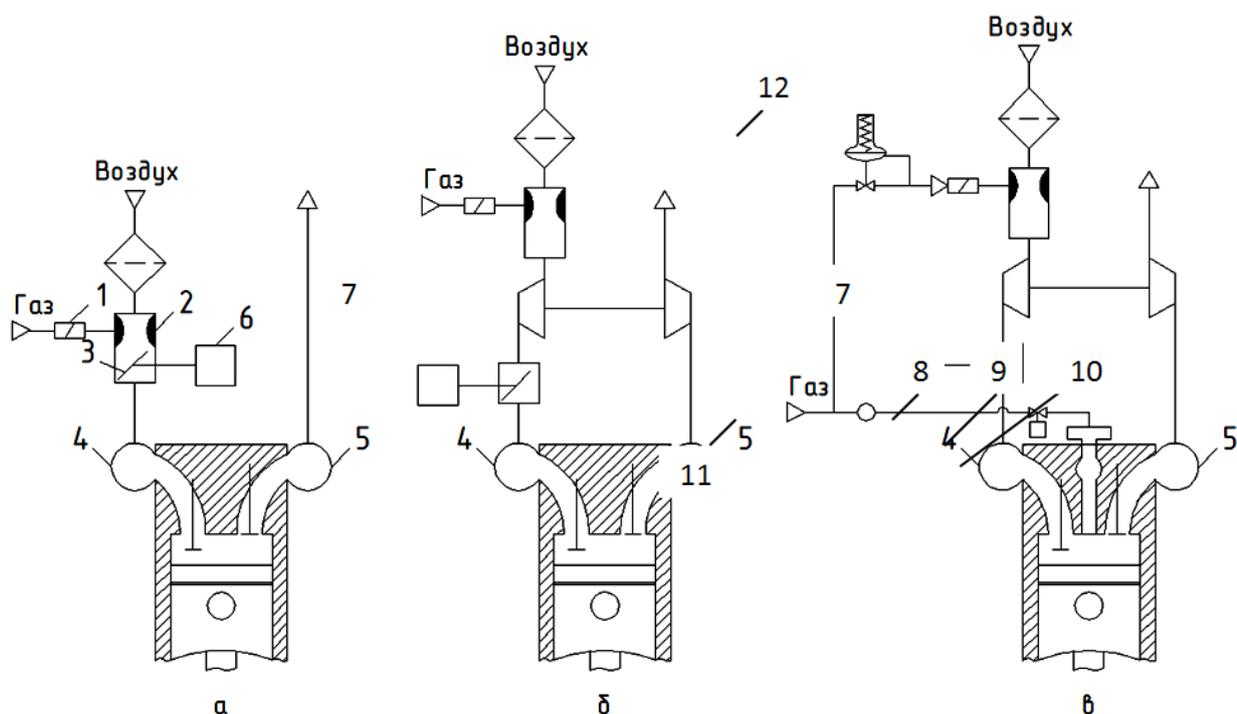


Рис. 67. Схемы топливных систем газопоршневых двигателей с газоздушным смесителем:

а – без системы наддува; *б* – с турбонаддувом;

в – с форкамерой и турбонаддувом;

1 – управляемая газовая заслонка; *2* – газоздушный смеситель; *3* – газоздушная дроссельная заслонка; *4* – впускной коллектор;

5 – выпускной коллектор; *6* – исполнительное устройство регулятора частоты вращения; *7* – турбокомпрессор; *8* – клапан подачи газа в форкамеру;

9 – форсунка с обратным клапаном; *10* – форкамера; *11* – газовый коллектор;

12 – регулятор давления

В двигателях, не имеющих системы наддува (рис. 67а), регулирование подачи топливной смеси осуществляется газоздушной заслонкой 3, установленной в смесителе. После смесителя газоздушная смесь поступает во впускной коллектор 4 и далее – через впускные клапаны в цилиндры двигателя [36].

В двигателях с наддувом смесители 2 устанавливаются перед компрессором (рис. 67б и 67в), а газоздушные заслонки – после компрессора.

Во всех трех схемах на рис. 67 управление газоздушными заслонками осуществляется исполнительным устройством 6 регулятора частоты вращения.

В двигателях, оборудованных форкамерами (рис. 67в), давление газа перед клапаном 8, подающим газ в форкамеру, как правило, составляет 300 – 400 кПа. С целью понижения давления газа, необходимого для нормальной

работы смесителя 2, в схеме предусмотрен дополнительный регулятор давления 12. В форкамере 10 устанавливается также свеча зажигания, не показанная на рисунке.

В схемах на рис. 67а и 67б устройство зажигания газоздушнoй смеси также не показано, так как в этих схемах может использоваться либо свеча зажигания, либо форсунка, впрыскивающая дизельное топливо. В газодизелях используют также форкамерно-факельное зажигание. При этом в форкамере устанавливается форсунка, впрыскивающая малую дозу запального дизельного топлива [36].

На рис. 68 представлены топливные системы газопоршневых двигателей, в которых газ подводится к каждому цилиндру перед впускным клапаном. Смесеобразование в таких системах начинается во впускных патрубках, а завершается внутри цилиндра на тактах всасывания и сжатия.

В каждой схеме на рис. 68 газ поступает в газовый коллектор 2, а затем – во впускной патрубок каждого цилиндра двигателя через индивидуальное устройство дозирования подачи газа.

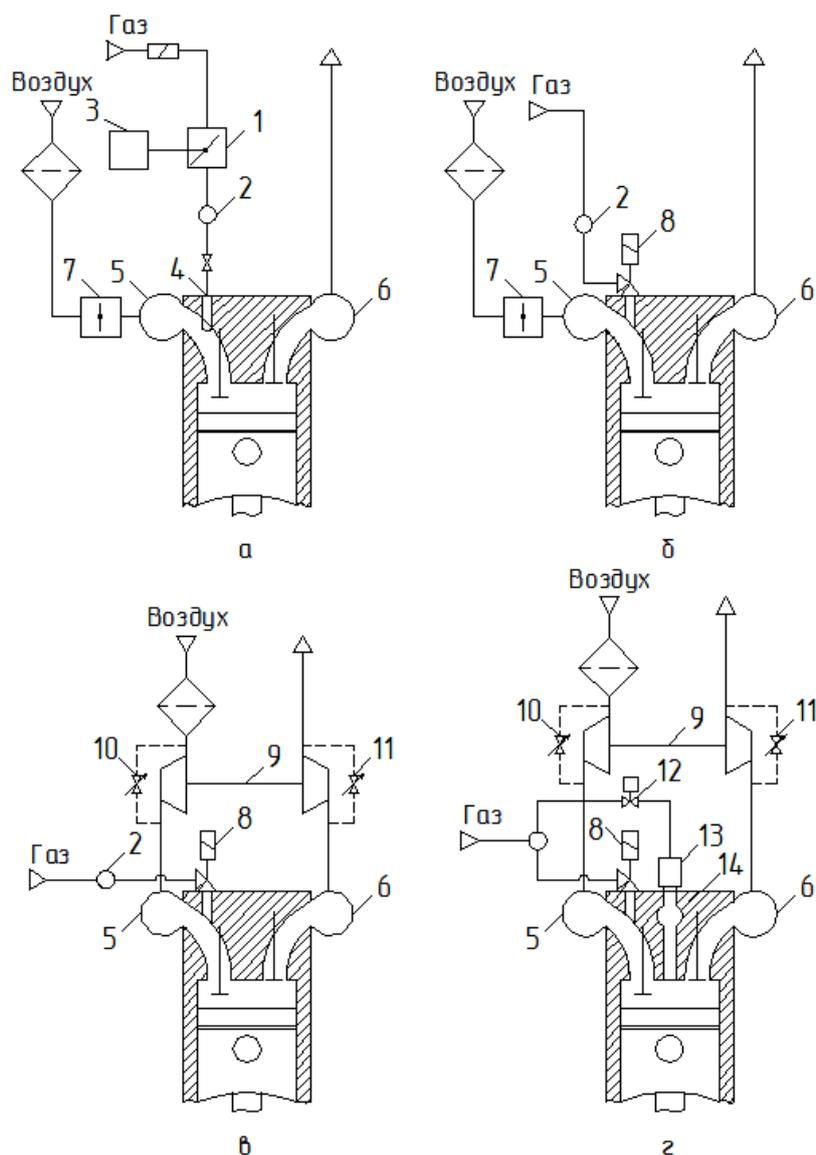


Рис. 68. Схемы топливных систем газопоршневых двигателей с подводом газа к каждому цилиндру перед впускными клапанами:

а, б – без наддува, с воздушной дроссельной заслонкой; *в, г* – с турбонаддувом без воздушной заслонки;

1 – газовая заслонка; *2* – газовый коллектор;

3 – исполнительное устройство регулятора частоты вращения; *4* – жиклер с регулировочным дросселем; *5* – выпускной коллектор; *6* – впускной коллектор;

7 – воздушная дроссельная заслонка; *8* – электромагнитный газовый клапан;

9 – турбокомпрессор; *10, 11* – перепускные клапаны; *12* – клапан подачи газа в форкамеру; *13* – форсунка с обратным клапаном; *14* – форкамера

В схеме на рис. 68а имеется общая для всех цилиндров газовая заслонка 1, управляемая исполнительным устройством 3 регулятора частоты вращения, а

индивидуальным дозирующим устройством для каждого цилиндра является жиклер 4 с регулировочным дросселем. В такой схеме газ подается непрерывно во впускные патрубки, частично попадая во впускной коллектор 5. Давление газа перед газовой заслонкой может находиться в пределах 70...150 кПа.

Дроссельные заслонки 7 в схемах на рис. 68а и 68б используются для регулирования состава газоздушнoй смеси путем изменения количества воздуха, поступающего во впускной коллектор 5.

В схемах на рис. 68б – 68г индивидуальным дозирующим устройством для каждого цилиндра является управляемый газовый клапан 8, смонтированный во впускном патрубке перед впускным клапаном. Этим клапаном управляет система регулирования частоты вращения. В схеме на рис. 68г для каждого цилиндра необходим еще один клапан 12, дозирующий подачу газа в форсунку 13 форкамеры 14. Давление газа перед клапанами 8 и 12 может находиться в пределах 250...500 кПа.

Принципиальным отличием схем на рис. 68б и 68г от схемы на рис. 68а является так называемая фазированная подача газа в каждый цилиндр двигателя – клапаны 8 открывают на такте впуска, причем только после окончания фазы продувки цилиндров, т. е. после закрытия выпускных клапанов двигателя. Продолжительность фазы открытого состояния клапана 8 зависит от потребного количества подаваемого в цилиндры газа. Угол поворота коленчатого вала, в течение которого клапан остается открытым, может достигать 150° после верхней мертвой точки.

Следует отметить, что на тактах сжатия и рабочего хода электромагнитные клапаны 8 изолированы от высокого давления в цилиндрах, так как впускные клапаны данного цилиндра закрыты, а для предохранения клапана 12 от воздействия высокого давления и температуры газов необходимо устанавливать обратный клапан, который, как правило, является элементом конструкции газовой форсунки 13, как показано на рис. 68г.

В схемах на рис. 68в и 68г изменение количества подаваемого воздуха осуществляется с помощью регулируемых перепускных клапанов 10 или 11. Клапан 10 способен снижать давление наддувочного воздуха, перепуская его на вход компрессора агрегата наддува 9, а клапан 11 – путем перепуска выпускных газов в выпускной тракт, минуя турбину агрегата наддува 9.

На рис. 69 приведены схемы топливных систем с непосредственным впрыскиванием газа в каждый цилиндр. Во всех схемах управление началом впрыскивания и продолжительностью впрыскивания осуществляется по командам системы регулирования частоты вращения [36].

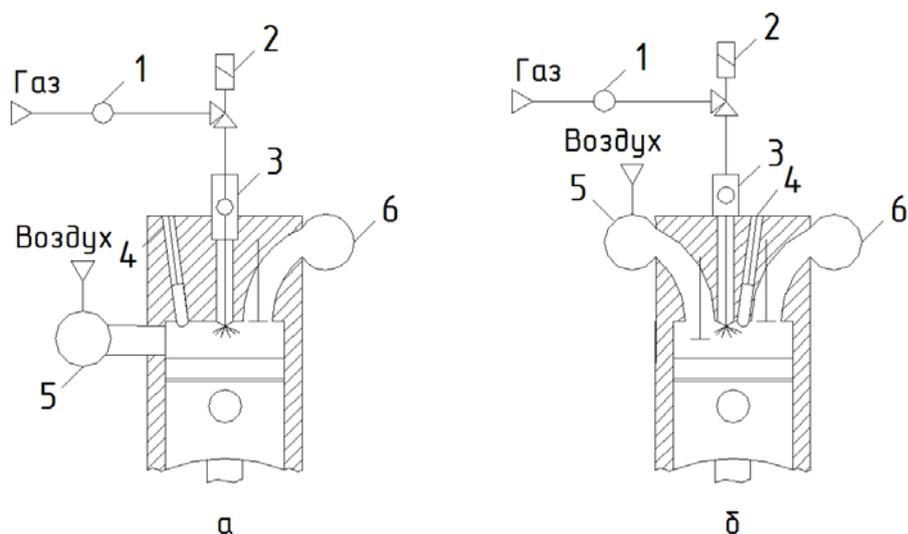


Рис. 69. Схемы топливных систем газопоршневых двигателей с непосредственным впрыскиванием газа:

а – с газовой форсункой в двухтактном двигателе; *б* – с газовой форсункой в четырехтактном газодизеле;

1 – газовый коллектор; 2 – газовый клапан;

3 – газовая форсунка; 4 – свеча зажигания; 5 – впускной коллектор;

6 – выпускной коллектор

В схемах на рис. 69а и 69б газ из газового коллектора 1 поступает через клапан 2 в газовую форсунку 3. Впрыскивание газа в цилиндры двигателей производится на такте сжатия. В различных конструкциях двигателей давление газа перед форсункой составляет 2,2 – 25 МПа.

12.5. Термодинамические характеристики работы двигателей внутреннего сгорания

Целью термодинамического расчета является определение основных параметров состояния рабочего тела в узловых точках цикла, расхода воздуха и отработавших газов в выхлопном патрубке двигателя.

Наличие таких расчетов позволяет определить пути более рационального использования тепловой энергии, отводимой от системы охлаждения двигателя и выхлопных газов при различных режимах его работы.

В ДВС величина степени сжатия ε является паспортной характеристикой и зависит от типа двигателя.

Для достижения наибольшей мощности коэффициент избытка воздуха α для двигателей с искровым зажиганием должен лежать в пределах 0,85 – 0,96.

Смесь топлива и воздуха в теории ДВС называют зарядом. В качестве параметров исходного состояния заряда на впуске для двигателей без наддува принимают параметры окружающей среды $T_0 = 288 \text{ К}$, $P_0 = 0,1 \text{ МПа}$.

При применении турбонаддува температура воздуха после компрессора T_k определяется по уравнению политропы:

$$T_k = T_0 \cdot \left(\frac{P_k}{P_0} \right)^{\frac{n-1}{n}}, \quad (12.11)$$

где n – показатель политропы сжатия.

Расчет процессов газообмена, связанного с очисткой рабочих цилиндров от продуктов сгорания и наполнением цилиндра свежим зарядом, сводится к определению давления и температуры остаточных газов P_Γ , T_Γ , величины подогрева свежего заряда ΔT , давления заряда в конце впуска P_a .

Давление остаточных газов определяется давлением среды, в которую происходит выпуск отработавших газов. В установках с утилизацией теплоты отработавших газов величина P_Γ зависит от сопротивления теплоутилизационного оборудования и в первом приближении может быть принята равной $(1,15 - 1,25) P_0$.

Для двигателей с искровым зажиганием величина T_Γ может лежать в диапазоне $800 - 1100 \text{ К}$.

Величина подогрева свежего заряда ΔT зависит от конструкции впускного трубопровода и может быть принята равной $\Delta T = 8 \text{ К}$.

Давление заряда в конце впуска является основным фактором, определяющим количество свежего заряда, поступающего в рабочий цилиндр. Потери давления ΔP по сравнению с давлением окружающей среды определяются гидравлическими сопротивлениями воздушного фильтра, впускного трубопровода и клапана, охладителя надувочного воздуха.

Для ДВС с искровым зажиганием $\Delta P = (0,05-0,2) P_0$. Как правило, $\Delta P = 0,008 \text{ МПа}$ и $P_a = 0,092 \text{ МПа}$.

Коэффициент остаточных газов характеризует качество очистки цилиндров от продуктов сгорания и может быть найден по формуле:

$$\gamma_{\text{ост}} = \frac{T_k + \Delta T}{T_\Gamma} \cdot \frac{P_\Gamma}{\varepsilon \cdot P_a - P_\Gamma}. \quad (12.12)$$

При номинальном режиме работы двигателя $\gamma_{\text{ост}} = 0,04 - 0,12$.

Температура заряда в конце впуска T_a может быть оценена по уравнению:

$$T_a = \frac{T_k + \Delta T + \gamma_{\text{ост}} \cdot T_\Gamma}{1 + \gamma_{\text{ост}}}. \quad (12.13)$$

Величина T_a для двигателей с искровым зажиганием при номинальных параметрах работы может лежать в пределах $T_a = 320 - 370 \text{ К}$.

Коэффициент наполнения η_v представляет собой отношение действительного количества свежего заряда, поступающего в цилиндр в процессе впуска, к тому количеству, которое могло бы поместиться в рабочем

объеме цилиндра при условии, что температура и давление в нем равны температуре и давлению среды при впуске.

Снижение гидравлического сопротивления тракта впуска приводит к увеличению η_v , величина которого может быть определена по формуле:

$$\eta_V = \frac{\varepsilon \cdot P_a - P_r}{P_k} \cdot \frac{1}{\varepsilon - 1} \cdot \frac{T_k}{T_k + \Delta T}. \quad (12.14)$$

Для четырехтактных двигателей при работе на номинальном режиме $\eta_v = 0,7 - 0,9$.

Расчет процесса сжатия сводится к определению параметров заряда P_c и T_c в конце данного процесса:

$$P_c = P_a \cdot \varepsilon^{n_1}; \quad (12.15)$$

$$T_c = T_a \cdot \varepsilon^{n_1 - 1}. \quad (12.16)$$

Показатель политропы n_1 зависит от теплообмена между зарядом и стенками камеры сгорания. При увеличении отвода теплоты от заряда происходит снижение показателя политропы n_1 . Возможные значения n_1 , P_c и T_c при работе на номинальных режимах:

$$n_1 = 1,28 - 1,38; P_c = 0,8 - 2,0 \text{ МПа}; T_c = 550 - 800 \text{ К}.$$

В процессе сгорания топлива химическая энергия превращается в теплоту, которая расходуется на повышение внутренней энергии рабочего тела и совершение полезной работы. В результате расчета определяется количество рабочего тела и его параметры в конце процесса горения топлива.

Количество заряда M_c , находящегося в рабочем цилиндре в конце процесса сжатия, определяется количеством свежего заряда M_1 и остаточных газов M_r :

$$M_c = M_1 \cdot M_r. \quad (12.17)$$

Расчет процесса сгорания выполняется на 1 кг сжигаемого топлива. Количество воздуха V_o , рассчитываемое в киломолях, необходимое для полного сгорания 1 кг топлива, зависит от элементарного состава топлива:

$$V_o = \frac{1}{0,208} \cdot \left(\frac{C}{12} + \frac{H}{4} - \frac{O}{32} \right), \quad (12.18)$$

где C , H , O – массовые доли углерода, водорода и кислорода в 1 кг. Для бензина $V_o = 0,517$ кмоль/кг. Элементарный состав бензина: $C = 0,855$; $H = 0,145$; $O = 0$.

Q_n^p – низшая теплота сгорания топлива.

Количество свежего заряда M_1 , выраженное в киломолях:

$$M_1 = \alpha \cdot V_o, \text{ кмоль}.$$

Количество остаточных газов M_r в рабочем цилиндре:

$$M_r = \gamma_{ост} \cdot M_1, \text{ кмоль}.$$

Количество заряда в рабочем цилиндре в конце процесса сгорания M_z на 1 кг топлива:

$$M_z = M_2 + M_r, \text{ кмоль,}$$

где M_2 – количество продуктов, образующееся при сгорании 1 кг топлива.

Для бедных смесей:

$$M_2 = \frac{C}{12} + \frac{H}{2} + (\alpha - 0,208) \cdot V_o. \quad (12.19)$$

Величина $M_2 = 0,528$ кмоль/кг для номинальных параметров работы двигателя на жидком топливе – бензине.

В результате сгорания происходит относительное изменение объема рабочего тела. Данное изменение может быть учтено коэффициентом молярного изменения μ_0 горючей смеси или действительным коэффициентом молярного изменения μ_d :

$$\mu_0 = \frac{M_2}{M_1}; \mu_d = \frac{M_2 + M_r}{M_1 + M_r}. \quad (12.20)$$

Величина μ_d для двигателей с искровым зажиганием составляет – 1,02...1,12.

Величина температуры в конце процесса сгорания топлива лежит в пределах $T_z = 2400 \div 2900\text{K}$, меньшее значение соответствует топливу с меньшей теплотворной способностью.

Давление газов в конце сгорания P_z определяется из уравнения:

$$P_z = P_c \cdot \mu_d \cdot \frac{T_z}{T_c} \quad (12.21)$$

и затем уточняется по уравнению:

$$P_z = U \cdot P_z, \quad (12.22)$$

где $U = 0,85 \div 0,88$ – коэффициент скругления (или полноты индикаторной диаграммы), учитывающий уменьшение максимального давления вследствие движения поршня и увеличения объема камеры к концу процесса сгорания.

Объем газов в конце сгорания V_z принимается равным объему камеры сгорания:

$$V_z = V_c. \quad (12.23)$$

В процессе расширения продуктов сгорания топлива происходит преобразование тепловой энергии в механическую.

Расчетными параметрами являются давление P_b и температура T_b в конце процесса расширения. Для упрощения принимается средний показатель политропы n_2 , значение которого возрастает с увеличением коэффициента использования теплоты.

$$P_b = \frac{P_z}{\epsilon^{n_2}}; T_b = \frac{T_z}{\epsilon^{n_2-1}}. \quad (12.24)$$

Для карбюраторных двигателей $P_b \approx 0,47 \div 0,5$ МПа; $T_b \approx 1500 - 1700$ К.

Оценка эффективности цикла ДВС осуществляется по индикаторным показателям. Среднее индикаторное давление P_i – это условное постоянное

давление, при котором за один ход поршня совершается работа, равная индикаторной работе цикла L_i . Величина P_i численно равна работе, получаемой с единицы рабочего объема цилиндра V_h :

$$P_i = L_i / V_h. \quad (12.25)$$

Действительное среднее индикаторное давление для четырехтактного двигателя может составлять величину $1,10 \div 1,15$ МПа.

Индикаторный КПД η_i характеризует степень использования теплоты топлива для получения индикаторной работы. Названный КПД представляет отношение количества теплоты, эквивалентного индикаторной работе цикла L_i , ко всему количеству теплоты, внесенному в цилиндр при воспламенении топлива. При расчетах на 1 кг топлива индикаторный КПД, учитывающий все тепловые потери действительного цикла, может быть определен по формуле:

$$\eta_i = 8,314 \frac{P_i \cdot M_1 \cdot T_0}{Q_H^p \cdot \eta_v \cdot p_0} = \frac{N_i}{Q_H^p \cdot B_T}. \quad (12.26)$$

Совершенство цикла оценивается величиной удельного расхода топлива, представляющей отношение расхода топлива в граммах на получение мощности 1 кВт при работе в течение 1 ч.

$$b_i = \frac{B_T}{N_i} = \frac{3600}{\eta_i \cdot Q_H^p} \text{ г/кВт}\cdot\text{ч}. \quad (12.27)$$

Расчет эффективных показателей двигателей требует оценки внутренних (механических) потерь в двигателе.

Механические потери оцениваются величиной механического КПД, который составляет $\eta_m \approx 0,8$.

Эффективная мощность, учитывающая механические потери:

$$N_e = N_i \cdot \eta_m. \quad (12.28)$$

Электрическая мощность, с учетом потерь в генераторе,

$$N_g = N_e \cdot \eta_g, \quad (12.29)$$

где η_g – КПД генератора.

При проведении тепловых расчетов циклов ДВС значительный интерес представляет составление теплового баланса двигателя, характеризующего распределение теплоты топлива, сжигаемого в цилиндрах двигателя.

Уравнение теплового баланса может быть записано в следующем виде:

$$Q_T = Q_{\Pi} + Q_{\text{охл}} + Q_{\Gamma} + Q_{\text{не}} + Q_{\text{ост}}, \quad (12.30)$$

где Q_T – теплота, вносимая в двигатель с топливом, кДж/ч; Q_{Π} – полезно используемая теплота, кДж/ч; $Q_{\text{охл}}$ – теплота, отведенная в систему охлаждения, кДж/ч; Q_{Γ} – теплота, выносимая отработавшими газами, кДж/ч; $Q_{\text{не}}$ – теплота, потерянная из-за химической неполноты сгорания (при $\alpha \leq 1$), кДж/ч; $Q_{\text{ост}}$ – неучтенные потери теплоты, кДж/ч.

Полезно используемая теплота Q_{Π} эквивалентна мощности, снимаемой с клемм генератора.

Теплота, отведенная в систему охлаждения, определяется по следующему уравнению:

$$Q_{\text{охл}} = C \cdot i \cdot D^{1-2m} \cdot n^m \cdot \left[\frac{Q_p^H - \Delta Q_{\text{не}}}{\alpha \cdot Q_p^H} \right], \quad (12.31)$$

где $C = 1,85$ – эмпирический коэффициент; i – число цилиндров ДВС; D – диаметр цилиндра, см; n – частота вращения коленчатого вала, об/мин; $m = 0,61$ – эмпирический коэффициент; $\Delta Q_{\text{не}}$ – потеря теплоты на химическую неполноту сгорания, отнесенная к 1 кг топлива, кДж/кг; α – коэффициент избытка воздуха.

Теплота, выносимая из двигателя с отработавшими газами, определяется по следующему соотношению:

$$Q_{\Gamma} = V_{\Gamma} \cdot (M_2 \cdot C_p^n \cdot T_{\Gamma} - M_1 \cdot C_p^3 \cdot T_{\kappa}), \quad (12.32)$$

где C_p^n , C_p^3 – теплоемкость продуктов сгорания и свежего заряда; V_{Γ} – часовой расход топлива, кг/ч; T_{Γ} , T_{κ} – температура отработавшего газа и свежего заряда; M_1 , M_2 – количество свежего заряда и продуктов сгорания на 1 кг топлива, кмоль/кг.

Тепловой баланс целесообразно представлять в относительных единицах от количества теплоты, затраченной при сжигании топлива:

$$\frac{Q_{\text{п}}}{Q_{\Gamma}} + \frac{Q_{\text{охл}}}{Q_{\Gamma}} + \frac{Q_{\Gamma}}{Q_{\Gamma}} + \frac{Q_{\text{не}}}{Q_{\Gamma}} + \frac{Q_{\text{ост}}}{Q_{\Gamma}} = 1 \quad (12.33)$$

или

$$q_{\text{п}} + q_{\text{охл}} + q_{\Gamma} + q_{\text{не}} + q_{\text{ост}} = 100 \%. \quad (12.34)$$

Как показывает практика, средние значения представленных величин для ДВС составляют: $q_{\text{п}} = 27 \%$; $q_{\text{охл}} = 18 \%$; $q_{\Gamma} = 38 \%$; $q_{\text{не}} = 8 \%$; $q_{\text{ост}} = 9 \%$.

12.6. Схемы когенерационных источников энергоснабжения на базе газопоршневых двигателей

Рассмотрим возможные схемы утилизации отводимой от двигателя теплоты. В таком случае одновременная выработка электрической и тепловой энергии позволяет рассматривать данные установки как когенерационные, работающие по свободному электрическому графику и вынужденному тепловому.

В таких схемах теплообменники системы охлаждения двигателя являются утилизационными теплообменниками, позволяющими получать полезную тепловую энергию в виде отводимой от двигателя горячей воды или пара.

На рис. 70 представлены различные схемы утилизационных установок. Вода, циркулирующая в контуре потребителя тепловой энергии (ПТЭ) (рис. 70а), последовательно проходит теплообменник охлаждающей жидкости (ВВТ) и затем газовой водяной подогреватель (ГВТ), в котором нагревается до $91 - 95 \text{ }^{\circ}\text{C}$ и направляется тепловому потребителю.

В схеме на рис. 70в охлаждающая жидкость (тосол) циркулирует в замкнутом контуре, повышая свою температуру в газожидкостном теплообменнике за счет теплоты уходящих газов. Затем охлаждающая

жидкость проходит сетевой подогреватель (СТО), в котором отдает теплоту сетевой воде. Отсутствие промежуточного теплоносителя упрощает схему утилизации отводимой от двигателя теплоты.

При ограниченной потребности в тепловой энергии утилизируется только теплота отработанных газов двигателя. В этом случае система утилизации существенно упрощается и ограничивается вторичным замкнутым контуром, включающим в себя только два теплообменника ГВТ и СТО. Схема такой установки представлена на рис. 70г.

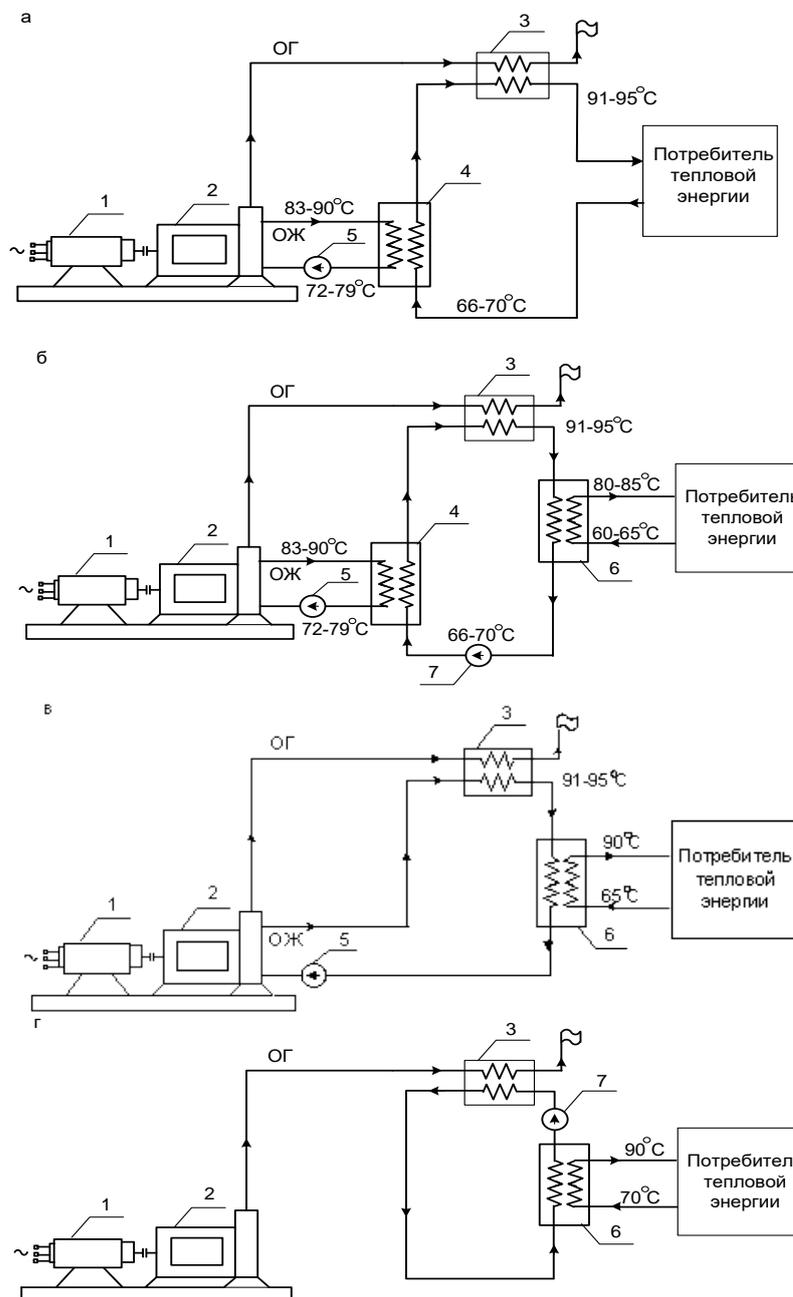


Рис. 70. Схемы утилизации тепловой энергии двигателей внутреннего сгорания:

- ОГ – отработанные газы; ОЖ – охлаждающая жидкость двигателя;
 1 – генератор; 2 – двигатель; 3 – газовойодяной теплообменник; 4 – водо-водяной теплообменник; 5 – насос в системе охлаждения двигателя (штатный);
 6 – сетевой теплообменник; 7 – циркуляционный насос

На рис. 71 представлена схема когенераторной установки с паровым котлом-утилизатором и водоподогревательной установкой системы отопления. Такие установки находят применение на промышленных предприятиях [36]. Примером такого решения может явиться мини-ТЭЦ одного из промышленных предприятий, в состав которой входят три газопоршневых двигателя, суммарной номинальной электрической мощностью 18 МВт. Мощность паровой части установки – 9 МВт (отпускается насыщенный пар при давлении 0,9 МПа). Мощность водяной части установки – 8 МВт (отпускается вода при температурном графике 95/50 °С). Горячая вода, используемая в системе отопления, подогревается в газовой водяной подогревателе, установленном за котлом-утилизатором.

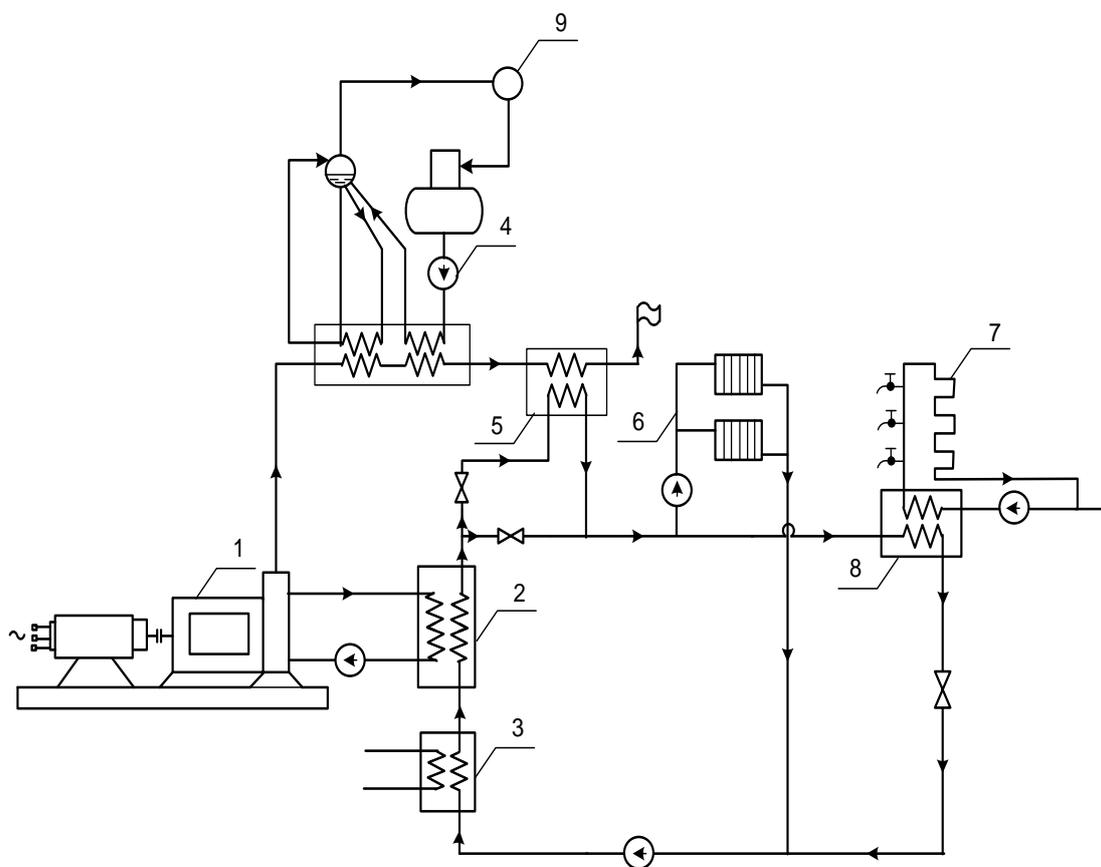


Рис. 71. Схема когенерационной установки для выработки пара и горячей воды:

- 1 – газопоршневой двигатель; 2 – теплообменник охлаждения двигателя;
- 3 – охладитель смазочного масла; 4 – паровой котел-утилизатор;
- 5 – газовой водяной охладитель; 6 – система отопления; 7 – система ГВС;
- 8 – теплообменник системы ГВС; 9 – паропотребитель.

Далее рассмотрим когенераторную схему источника энергоснабжения средней мощности (электрическая мощность до 500 кВт), вырабатывающего тепловую энергию в виде горячей воды, идущей на отопление и ГВС.

На рис. 72 приведена тепловая схема автономного источника энергоснабжения на базе газопоршневых двигателей.

В состав тепловой схемы входят два газопоршневых двигателя 1, которые покрывают базовые электрические и тепловые нагрузки. Один из двигателей может выполнять роль резервного агрегата.

Отводимая из системы охлаждения двигателей теплота утилизируется в пластинчатых теплообменниках 2. Антифриз с помощью насоса 5 циркулирует в системе охлаждения двигателей и передает свою теплоту воде, циркулирующей с помощью насоса 6 в замкнутом контуре системы отопления. Вода из теплообменников 2 по трубопроводу прямой воды проходит пластинчатый газовойдяной теплообменник 3, в котором догревается до температуры 90 – 95 °С газообразными продуктами сгорания топлива, отводимыми от двигателей в атмосферу. Вода, пройдя газовойдяные теплообменники, поступает в коллектор прямой воды 11, из которого насосом 13 подается на отопительные приборы системы отопления.

Водопроводная вода системы ГВС подогревается в емкостном теплообменнике (бойлере) 15 до температуры 65 °С, поддерживаемой с помощью термостата, и затем подается потребителям. Циркуляция воды в системе ГВС обеспечивается насосом рециркуляции 17.

В летний период при отсутствии отопительных и вентиляционных нагрузок вырабатываемая в газопоршневых двигателях тепловая энергия идет только на нужды ГВС. В этот период возможна работа только одного двигателя. При сохранении выработки электрической энергии от двух генераторов образуются излишки полезно используемой тепловой энергии. Указанная теплота отводится в атмосферу в охладителях 4, в которых охлаждающей средой является воздух, подающийся в них с помощью вентиляторов. Данные охладители устанавливаются на крыше здания источника энергоснабжения.

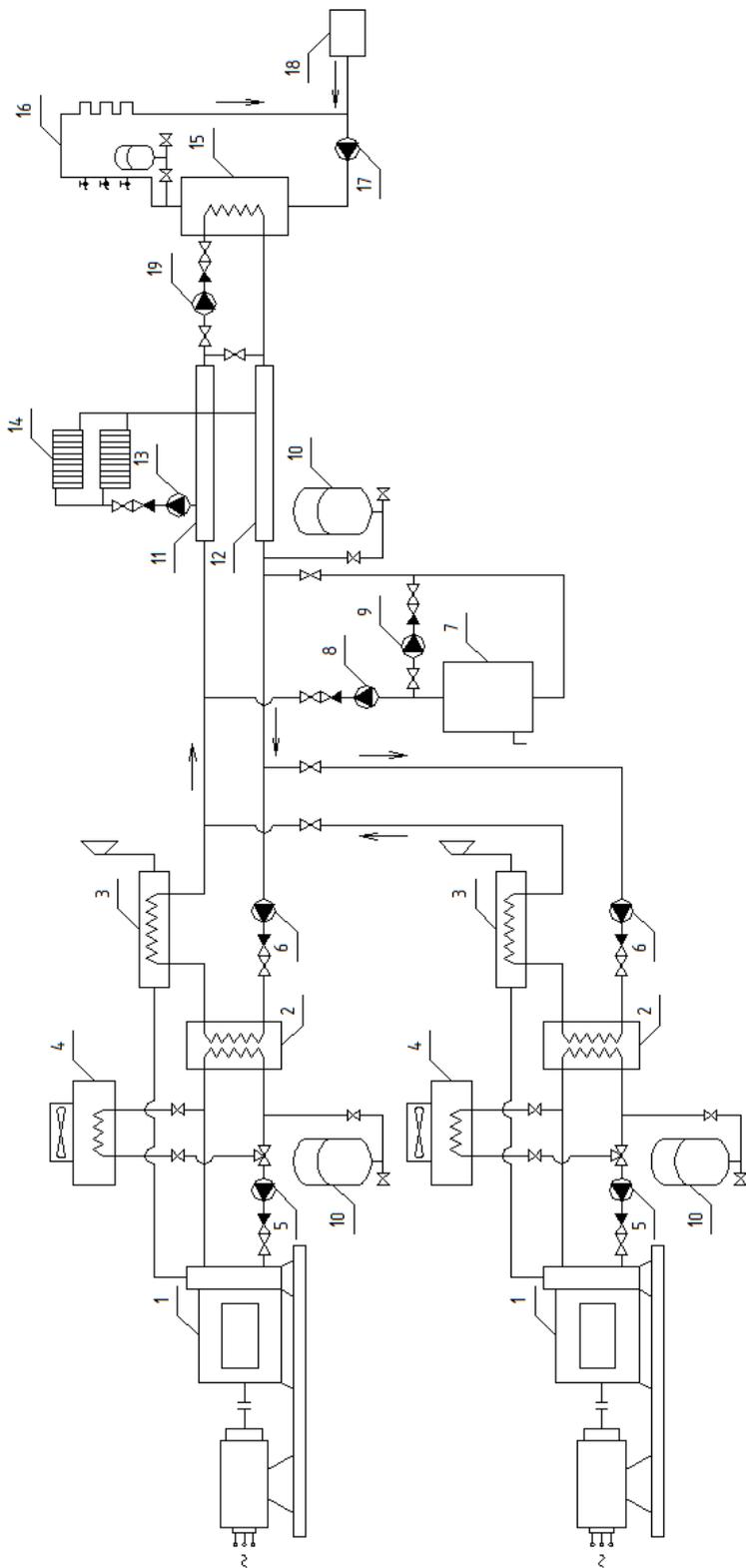


Рис. 72. Тепловая схема автономного источника энергоснабжения на базе газопоршневого двигателя:

1 – газопоршневой двигатель; 2 – пластинчатый жидкостно-жидкостный теплообменник охлаждения двигателя; 3 – пластинчатый газовойдяной теплообменник; 4 – пластинчатый воздушнo-жидкостной теплообменник (охладитель); 5 – насос охлаждения двигателя; 6 – водяной насос системы отопления; 7 – пиковый водогрейный котел; 8 – насос подачи воды от пикового котла; 9 – рециркуляционный насос пикового котла; 10 – расширительные мембранные баки; 11 – коллектор прямой воды; 12 – коллектор обратной воды; 13 – насос системы отопления; 14 – отопительные приборы; 15 – емкостной теплообменник воды на ГВС (бойлер); 16 – система ГВС; 17 – насос рециркуляции системы ГВС; 18 – подпитка ГВС; 19 – насос подачи воды в емкостной бойлер ГВС

В зимний период во время максимальных отопительных, вентиляционных нагрузок, а также максимальных нагрузок ГВС тепловой энергии, вырабатываемой газопоршневыми двигателями, может не хватать для их покрытия. В этом случае недостающая тепловая энергия вырабатывается пиковым водогрейным котлом 7, подключенным к системе теплоснабжения по параллельной схеме и подающим теплоноситель с помощью насоса 8.

Для стабилизации температурного режима с целью защиты пикового котла предусматривается установка рециркуляционного насоса 9.

Технические характеристики газопоршневых двигателей приведены в табл. 10.

Таблица 10 – Технические характеристики газопоршневых двигателей с двигателями Ford и GM.

Модель и показатели	FG27P1 FG30E1	FG34P1 FG40E1	FG40P1 FG46.5E1	FG51P1 FG60E1	FG65P1 FG75E1	FG85P1 FG100E1	GMG110P1 GMG125E1
1	2	3	4	5	6	7	8
Мощность кВА/кВт	21,6/24 27/30	27,2/32 34/40	32/38 40/46,5	40,8/48 51/60	52/60 65/75	68/80 85/100	88/100 110/125
Модель двигателя	Ford ESG642	Ford ESG642	Ford ESG642	Ford WSG 1068	Ford WSG 1068	Ford WSG 1068T	GM Vortec 8.1L
Модель генератора	LL1014S	LL2014C	LL2014C	LL2014H	LL2014J	LL3014B	LL3014F
Количество цилиндров	6V	6V	6V	8V	8V	8V	8V
Объем цилиндра, л	4,2	4,2	4,2	6,8	6,8	6,8	8,1
Диаметр/ход поршня, мм	96,8/95,0	96,8/95,0	96,8/95,0	90,2/105,8	90,2/106	90,2/106	108/111
Степень сжатия	9,3:1	9,3:1	9,3:1	9,0:1	9,0:1	9,0:1	9,1:1
Частота вращения двигателя, об/мин	1500	1500	1500	1500	1500	1500	1500
Максималь- ная мощность на валу, кВт	41,2/46	41,2/46	41,2/46	64,2/72,1	59,8/67,2	87,7/98,5	105/118
Расход топ- лива, м ³ /ч	9,8/10,8	13,0/14,5	15,1/16,4	15,1/16,7	18,0/21,3	24,8/28,9	34,2/38,0
Тепло, отво- димое через выхлоп, кВт	17,3	22,8	28,4	41,2	-	-	-

Тепло, отводимое системой охлаждения, кВт	15,2/13,7	20,8/23,4	22,5/25,3	33,4/37,5	41,0/46,0	57,5/64,6	106/113
Излучаемая теплота, кВт	13,2/15,0	16,4/18,4	18,2/20,4	18,9/21,3	24,0/27,0	33,4/37,5	36,7/41,0
Температура выхлопных газов, °С	528/550	575/595	615/631	560/580	580/610	660/685	780/810
Поток воздуха через радиатор, м ³ /мин	150	150	150	196	196	187	175
Расход воздуха на горение, м ³ /мин	1,8/2,0	1,9/2,2	2,1/2,4	2,5/2,8	3,1/3,5	5,6/6,3	5,7/6,4
Поток отработавших газов, м ³ /мин	2,9/3,3	3,8/4,3	4,5/5,0	10,2/11,5	11,7/13,2	14,1/15,8	16,3/18,4
Размеры: Д*Ш*В, мм	2165*890*1239	2165*890*1239	2165*890*1239	2400*918*1364	2400*918*1364	2400*918*1339	2600*1100*1450
Масса (с охлаждающей жидкостью и маслом), кг	637	692	712	898	938	999	1373

Примечание. Все технические данные приведены для стандартных условий: температура окружающего воздуха +27 °С, высота над уровнем моря 152,4 м. Данные потребления топлива представлены в предположении полного сжигания газа с низшей теплотворной способностью 46,89 МДж/м³ (сжиженный газ) или 34,71 МДж/м³ (природный газ).

12.7. Пример термодинамического расчета основных характеристик газопоршневого двигателя FG51P1

Исходные данные:

Технические характеристики данного двигателя приведены в табл. 9.

Решение:

1. Принимаем коэффициент избытка воздуха $\alpha = 0,9$.
2. В качестве параметров исходного состояния заряда на впуске для двигателей без наддува принимают параметры окружающей среды $T_o = 27\text{ °С} = 288\text{ К}$; $P_o = 0,1\text{ МПа}$.
3. Давление остаточных газов $P_T = 1,25 \cdot P_o = 1,25 \cdot 0,1 = 0,125\text{ МПа}$.

4. Температуру остаточных газов принимаем $T_z = 677^\circ\text{C} = 950\text{ K}$.
5. Температура выхлопных газов принимается по характеристикам двигателя из табл. 10 $t_{oz} = 560^\circ\text{C}$.
6. Величина подогрева свежего заряда $\Delta T = 8\text{ K}$.
7. Потери давления ΔP во впускных органах двигателя $\Delta P = 0,008\text{ МПа}$; $P_a = 0,092\text{ МПа}$.
8. Коэффициент остаточных газов. Принимаем $\gamma_{ост} = 0,06$.
9. Величина температуры заряда в конце впуска T_a для двигателей с искровым зажиганием при номинальных параметрах работы может лежать в пределах $T_a = 320 - 370\text{ K}$. Принимаем $T_a = 330\text{ K}$.
10. Коэффициент наполнения η_v :

$$\eta_v = \frac{\varepsilon \cdot P_a - P_z}{P_k} \cdot \frac{1}{\varepsilon - 1} \cdot \frac{T_k}{T_k + \Delta T} = \frac{9 \cdot 0,092 - 0,125}{0,1} \cdot \frac{1}{9 - 1} \cdot \frac{288}{288 + 8} = 0,855,$$

для четырехтактных двигателей при работе на номинальном режиме $\eta_v = 0,7 - 0,9$.

11. Низшая теплота сгорания природного газа:

$$Q_H^p = 34,71\text{ МДж/м}^3 = 43388\text{ кДж/кг}.$$

12. Количество воздуха, необходимого для полного сгорания 1 кг топлива, рассчитывается в кмольях V_o и зависит от элементарного состава топлива:

$$V_o = \frac{1}{0,208} \cdot \left(\frac{C}{12} + \frac{H}{4} - \frac{O}{32} \right) = \frac{1}{0,208} \cdot \left(\frac{0,855}{12} + \frac{0,145}{4} - \frac{0}{32} \right) = 0,517\text{ кмоль/кг},$$

где С, Н, О – массовые доли углерода, водорода и кислорода в 1 кг. Элементарный состав бензина: $C = 0,855$; $H = 0,145$; $O = 0$.

13. Индикаторный КПД:

$$\eta_i = 8,314 \cdot \frac{P_i \cdot M_1 \cdot T_o}{Q_H^p \cdot \eta_v \cdot P_o} = 8,314 \cdot \frac{P_i \cdot l_o \cdot \alpha \cdot T_o}{Q_H^p \cdot \eta_v \cdot P_o} = 8,314 \cdot \frac{1,11 \cdot 0,517 \cdot 0,9 \cdot 288}{43388 \cdot 0,855 \cdot 0,1} = 0,333.$$

Принимается $P_i = 1,11$.

14. Удельный индикаторный расход топлива:

$$b_i = \frac{3600}{Q_H^p \cdot \eta_i} = \frac{3600}{43388 \cdot 0,333} = 0,249\text{ кг/(кВт}\cdot\text{ч)} = 0,312\text{ м}^3\text{/(кВт}\cdot\text{ч)}.$$

15. Эффективный КПД η_e .

Значения механического КПД для двигателей лежат в пределах $\eta_M = 0,75 - 0,90$. Принимаем $\eta_M = 0,8$:

$$\eta_e = \eta_i \cdot \eta_M = 0,333 \cdot 0,8 = 0,266.$$

16. Удельный расход топлива b_e :

$$b_e = \frac{3600}{\eta_e \cdot Q_H^p} = \frac{3600}{0,266 \cdot 43388} = 0,311\text{ кг/(кВт}\cdot\text{ч)} = 0,389\text{ м}^3\text{/(кВт}\cdot\text{ч)}.$$

17. Зная вырабатываемую электрическую мощность генератором, находим мощность на валу электродвигателя:

$$N = \frac{N_{\text{Э}}}{\eta_{\text{Э}} \cdot \eta_{\text{М}}} = \frac{48}{0,98 \cdot 0,97} = 50,49 \text{ кВт.}$$

18. Часовой расход топлива ВТ двигателем определяется по формуле:

$$B_T = b_e \cdot N = 0,311 \cdot 50,49 = 15,7 \text{ кг/ч} = 19,6 \text{ м}^3/\text{ч.}$$

19. Тепловой баланс двигателя FG Wilson серии FG51P1.

Определение составляющих теплового баланса позволяет оценить эффективность рабочего процесса двигателя, рассчитать величины тепловых потерь в системе охлаждения и с отработавшими газами; наметить пути использования этой теплоты.

Общий вид уравнения теплового баланса:

$$Q_T = Q_{\text{П}} + Q_{\text{ОХЛ}} + Q_{\text{Г}} + Q_{\text{НС}} + Q_{\text{ОСТ}},$$

где Q_T – теплота, вносимая в цилиндры двигателя с топливом,

$$Q_T = B_T \cdot Q_{\text{н}}^{\text{П}} = 15,7 \cdot 43388 = 681192 \text{ кДж/ч} = 189,2 \text{ кВт} \cdot \text{ч};$$

$Q_{\text{П}}$ – теплота, превращенная в полезную (эффективную) работу,

$$Q_{\text{П}} = Q_T \cdot \eta_e = 681192 \cdot 0,266 = 181197 \text{ кДж/ч} = 50,3 \text{ кВт} \cdot \text{ч};$$

$Q_{\text{Г}}$ – теплота, выносимая с отработавшими газами,

$$Q_{\text{Г}}^{\text{ТЕОР}} = G_{\text{Г}} \cdot C_p \cdot (t_{\text{оз}} - t_{\text{ос}}) = 0,079 \cdot 1,197 \cdot (560 - 27) = 50,4 \text{ кВт} \cdot \text{ч.}$$

Расход выхлопных газов $10,2 \text{ м}^3/\text{мин} = 0,17 \text{ м}^3/\text{с}$ (по данным завода изготовителя):

$$G_{\text{Г}} = 0,17 \cdot \rho = 0,17 \cdot 0,465 = 0,079 \text{ кг/с.}$$

$$Q_{\text{Г}} = Q_{\text{Г}}^{\text{ТЕОР}} \cdot \mu = 50,4 \cdot 0,817 = 41,2 \text{ кВт} \cdot \text{ч},$$

где μ – коэффициент пропорциональности.

$Q_{\text{НС}}$ – теплота, потерянная из-за химической неполноты сгорания топлива (при $\alpha < 1$):

$$Q_{\text{НС}} = \Delta Q_{\text{Н}}^{\text{П}} \cdot B_T = 4338,8 \cdot 15,7 = 68119 \text{ кДж/ч} = 18,9 \text{ кВт} \cdot \text{ч},$$

где $Q_{\text{ОСТ}}$ – неучтенные потери, учитывающие количество теплоты, теряемое вследствие теплового излучения в окружающую среду; количество теплоты, соответствующее неиспользованной кинетической энергии отработавших газов; количество теплоты, соответствующее потерям на трение и на привод вспомогательных механизмов, а также другие потери. Данные потери составляют обычно от 3 до 10 %, от количества теплоты, введенной в двигатель с топливом. В рассматриваемом примере примем величину данных потерь в размере 7 %.

$$Q_{\text{ОСТ}} = 0,07 \cdot Q_T = 0,07 \cdot 189,93 = 13,2 \text{ кВт} \cdot \text{ч},$$

где $Q_{\text{ОХЛ}}$ – теплота, отведенная в систему охлаждения:

$$Q_{\text{ОХЛ}} = Q_T - Q_{\text{П}} - Q_{\text{Г}} - Q_{\text{НС}} - Q_{\text{ОСТ}} = 189,2 - 50,3 - 41,2 - 18,9 - 13,2 = 65,6 \text{ кВт} \cdot \text{ч.}$$

Контрольные вопросы

1. Что такое тригенерация? Как осуществляется цикл тригенерационной установки?
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. Каким образом можно увеличить тепловую нагрузку ТЭЦ ПГУ, сохраняя количество производимой электрической энергии?

13. ТРИГЕНЕРАЦИОННЫЕ ИСТОЧНИКИ ЭНЕРГОСНАБЖЕНИЯ

Тепловая энергия может использоваться как в системах отопления для нагрева воздуха внутри помещений, так и в системах кондиционирования для охлаждения воздуха. В летний период при отсутствии отопительных нагрузок существующая нагрузка ГВС не может обеспечить требуемую утилизацию теплоты, отводимую от источника энергоснабжения, вырабатывающего в этот период только электрическую энергию. В то же время могут потребоваться затраты энергии на кондиционирование производственных и административных зданий. В этом случае целесообразно в схему генерирующей установки включить холодильную машину (трансформатор теплоты).

Такой способ использования первичного источника энергии, когда осуществляется выработка тепловой и электрической энергии, а также холода называется тригенерацией.

Промышленностью выпускаются различные типы трансформаторов тепла, такие как компрессионные, абсорбционные, струйные. Но для работы в составе когенерационных установок, рассмотренных выше, наиболее подходящими являются абсорбционные холодильные установки. Это объясняется тем, что для их работы может быть использована внешняя энергия, передаваемая в форме тепла, отводимого, например, от газопоршневого или газотурбинного двигателя.

Этим абсорбционные установки принципиально отличаются от компрессионных трансформаторов тепла, в которых для повышения потенциала тепла используется более ценный вид энергии, а именно электрическая энергия, необходимая для привода компрессора.

На рис. 73 представлены принципиальные схемы компрессионных и абсорбционных холодильных машин.

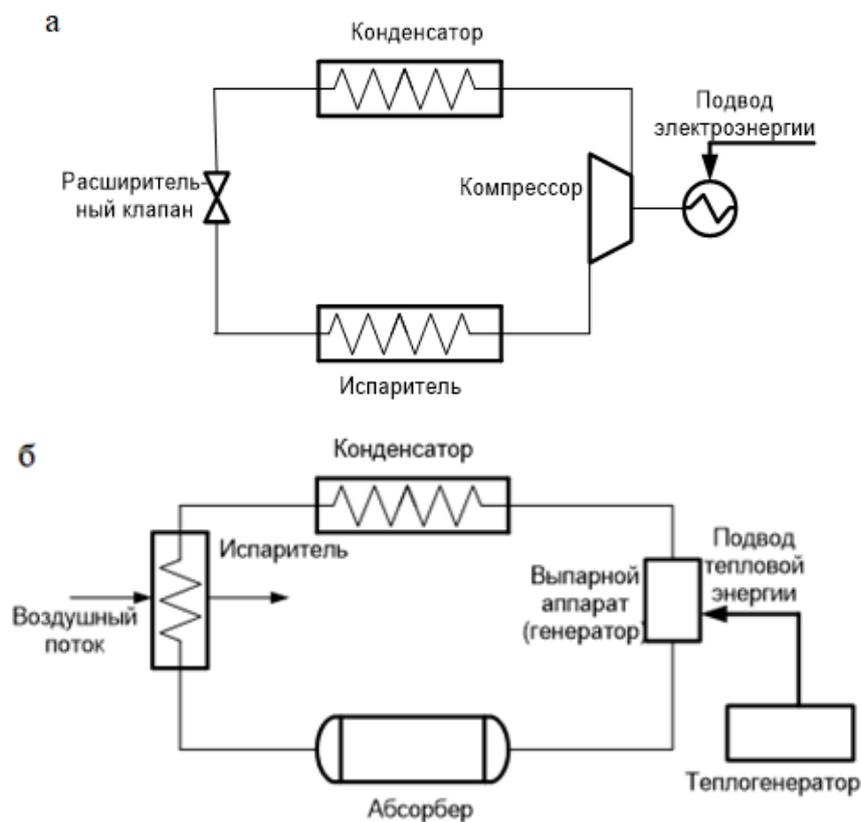


Рис. 73. Принципиальные схемы холодильных машин:

а – парокompрессионная холодильная машина; *б* – абсорбционная холодильная машина

Парокompрессионная холодильная машина (ПХМ)

Парокompрессионная холодильная машина 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 (хладоагентом).

В ПХМ осуществляется замкнутый цикл циркуляции хладоагента. В испарителе хладоагент кипит с переходом в парообразное состояние при пониженном давлении и температуре ниже температуры окружающей среды. Необходимая для кипения теплота отнимается от охлаждаемого тела, вследствие чего его температура понижается вплоть до температуры кипения хладоагента.

Хладоагент в парообразном состоянии поступает в компрессор, в котором сжимается с повышением давления до P_K и повышением температуры до значений выше температуры окружающей среды.

Сжатые пары хладагента из компрессора поступают в конденсатор, в котором охлаждаются водой или окружающим воздухом. Вследствие отвода теплоты пары хладагента конденсируются.

Полученный жидкий хладагент поступает в ТРВ. Процесс дросселирования жидкого хладагента сопровождается частичным изменением его агрегатного состояния так, что часть жидкого хладагента, прошедшая через дроссель, превращается в насыщенный пар. Таким образом, из ТРВ выходит смесь жидкости и насыщенного пара (влажный пар) при пониженном давлении, соответствующем давлению в испарителе. Жидкость в испарителе кипит при полученном давлении, поглощая тепло от воздуха через стенки испарителя. Пары, поступающие из дросселя и образовавшиеся при кипении, всасывает компрессор. Температура и давление кипения зависят от подачи компрессора и интенсивности теплообмена между кипящим хладагентом и воздухом. Температура паров на выходе из компрессора зависит от разности давлений на входе и выходе из компрессора (степени повышения давления) и достигает 120 – 190 °С.

В конденсаторе происходит три процесса: охлаждение сжатых паров до состояния насыщения, их конденсация и переохлаждение жидкого хладагента. Как правило, температура конденсации на 10 °С ниже температуры охлаждающей среды. Температура переохлаждения в воздушном конденсаторе достигает 4 – 6 °С. Далее жидкий хладагент через фильтр-осушитель поступает в дроссель (ТРВ), и цикл повторяется.

На рис. 74 представлена принципиальная схема ПХМ и цикл в T-S-диаграмме.

Энергетический баланс ПХМ выражается следующим соотношением:

$$q_o + l_i = q_k, \quad (13.1)$$

где q_o – удельное количество теплоты, подведенное в испарителе (удельная холодопроизводительность); l_i – удельная работа сжатия в компрессоре; q_k – суммарное, удельное количество теплоты, отведенное от хладагента в конденсаторе машины.

$$q_o = h_1 - h_5 = h_1 - h_4, \text{ т.к. } h_4 = h_5, \quad (13.2)$$

где h_1 – энтальпия хладагента на выходе из испарителя; h_5 – энтальпия хладагента на входе в испаритель; h_4 – энтальпия хладагента перед терморегулирующим дроссельным вентилем.

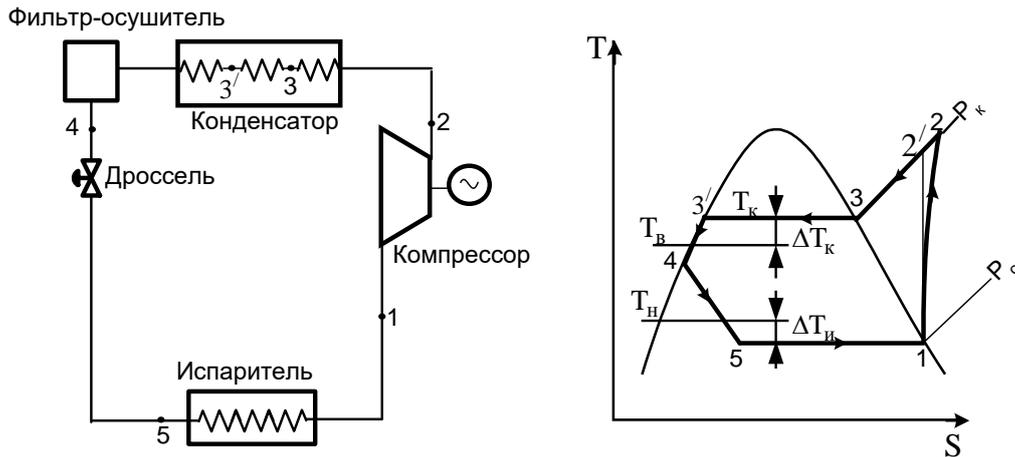


Рис. 74. Принципиальная схема ПХМ и цикл T-S диаграмме:

1 – 2 – действительный процесс сжатия в компрессоре; 1 – 2' – идеальный или изоэнтروпийный процесс сжатия в компрессоре; 2 – 3 – процесс охлаждения перегретого пара (хладоагента) до состояния насыщения; 3 – 3' – процесс конденсации хладоагента; 3' – 4 – процесс переохлаждения жидкого хладоагента; 4 – 5 – процесс дросселирования жидкого хладоагента

Процесс дросселирования жидкого хладоагента, характеризуемый постоянством энтальпии в начале и конце процесса [20],

$$l_i = h_2 - h_1 = \frac{l_{ад}}{\eta_{oiK}} = \frac{h_{2'} - h_1}{\eta_{oiK}}, \quad (13.3)$$

где $l_{ад} = h_{2'} - h_1$ – теоретическая работа сжатия в компрессоре при изоэнтропийном процессе; η_{oiK} – внутренний относительный (адиабатический) КПД компрессора.

$$q_K = h_2 - h_4, \quad (13.4)$$

где h_2 – энтальпия хладоагента на выходе из компрессора.

Внешняя удельная работа компрессора, определяемая с учетом электромеханических потерь, составит:

$$l = l_i / \eta_{эм}, \quad (13.5)$$

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

Одним из показателей, характеризующих эффективность работы парокомпрессионных холодильных машин, является удельный расход электроэнергии на единицу вырабатываемого холода:

$$\mathcal{E}_x = \frac{l}{q_o} = \frac{l_i}{\eta_{эм} \cdot q_o} = \frac{l_{ад}}{\eta_{oiK} \cdot \eta_{эм} \cdot q_o}. \quad (13.6)$$

Величину, обратную \mathcal{E}_x , называют холодильным коэффициентом установки. Эта величина характеризует количество единиц холода, вырабатываемого в установке на единицу затраченной электроэнергии.

$$\varepsilon = \frac{1}{\mathcal{E}_x} = \frac{\eta_{ЭМ} \cdot Q_0}{l_1}. \quad (13.7)$$

Абсорбционные холодильные машины

Абсорбционные холодильные машины классифицируются по способу подвода тепловой энергии на машины прямого и непрямого нагрева. В машинах прямого нагрева источником тепла может быть газ или другое топливо, сжигаемое непосредственно в установке.

В машинах непрямого нагрева используется горячая вода, пар или уходящие газы от газотурбинных или газопоршневых двигателей.

По способу использования внутрицикловой тепловой энергии различают одноступенчатые и двухступенчатые холодильные машины.

Во всех типах абсорбционных холодильных машин используются рабочая жидкость, состоящая из хладагента и абсорбента с близкими физическими свойствами. В настоящее время широко используются два вида рабочей жидкости:

- 1) бромид лития ($LiBr$) и вода;
- 2) вода и аммиак.

В первом случае хладагентом является вода, и поэтому в таких установках температура охлаждаемой среды может быть равной $3 - 9$ °С, что соответствует температуре насыщения воды при давлении в испарителе равном $0,6 - 1,2$ кПа. В связи со значительной разницей в температурах кипения компонентов ($\Delta t = 1212$ °С) соль бромида лития не испаряется во всем диапазоне температур работы установки. Это обстоятельство позволяет не включать в схему установки ректификационные колонки и дефлегматоры, что упрощает бромистолитиевые холодильные машины.

Во втором случае в качестве хладагента используется аммиак, и здесь можно получить предельно низкую температуру.

Разность температур кипения для этого бинарного раствора составляет всего $\Delta t = 133$ °С. Вода, выполняющая роль абсорбента, в таких растворах испаряется в любом состоянии, что не желательно, и смешивается с парами аммиака. Поэтому в составе водоаммиачных холодильных машин имеются дефлегматоры, в которых за счет предварительного охлаждения пары воды выводятся из смеси, а концентрация паров аммиака доводится практически до единицы.

В обоих случаях рабочая жидкость циркулирует в контуре машины при высоком вакууме.

На рис. 75 представлена схема одноступенчатой бромистолитиевой абсорбционной холодильной установки. Установка состоит из двух основных элементов, которые попарно размещаются в корпусе: генератор (Г) с конденсатором (К) и испаритель (И) с абсорбером (А) (поглотителем).

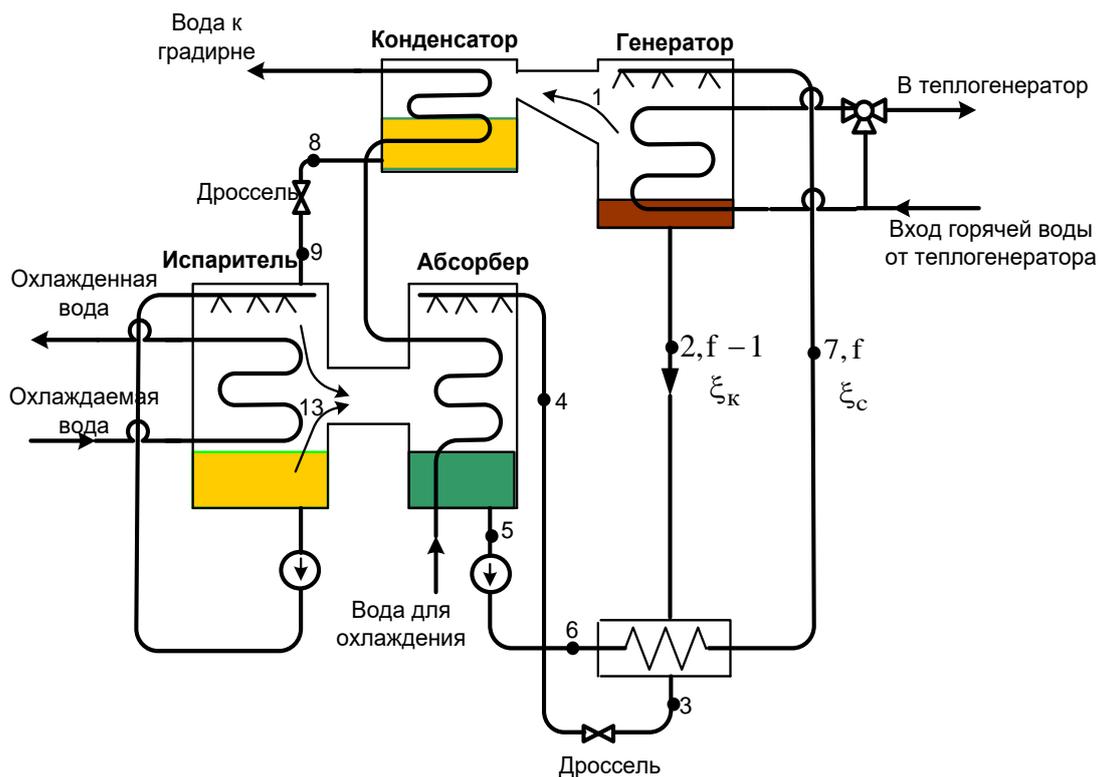


Рис. 75. Схема бромистолитиевой холодильной установки

Высокотемпературный теплоноситель, например, охлаждающая жидкость системы охлаждения газопоршневого двигателя, подаются в трубный пучок генератора, над которым разбрызгивается рабочая жидкость холодильной машины (слабый по $LiBr$ раствор), орошая поверхность нагрева. В результате нагрева из раствора выпаривается хладагент – вода (в виде водяного пара), и раствор из слабого по $LiBr$ превращается в крепкий (концентрированный).

Водяной пар, выпаренный в генераторе, поступает в конденсатор, в котором конденсируется за счет отвода теплоты водяным теплоносителем контура охлаждения. Отведенная теплота посредством контура охлаждения передается окружающей среде через радиаторы или градирни.

Конденсат хладагента (вода) из конденсатора при давлении $P_K = 2,4 \div 4,5$ кПа проходит регулирующий вентиль, в котором давление понижается до $P_0 = 0,6 \div 1,2$ кПа и поступает в испаритель. При таких давлениях в испарителе температура кипения воды не превышает $3 \div 7$ °С.

В испарителе конденсат вскипает за счет понижения давления и $7 \div 14$ % поступившего конденсата превращается в пар. Оставшаяся часть конденсата попадает на трубный пучок испарителя и также частично превращается в пар. Неиспарившийся конденсат собирается в нижней части испарителя и циркуляционным насосом возвращается в верхнюю часть испарителя и

разбрызгивается над трубным пучком, увеличивая тем самым плотность орошения трубного пучка. Тепловая энергия, необходимая для полного перевода конденсата в парообразное состояние, забирается от потока воды, поступающего в испаритель из системы кондиционирования. Температура этой воды на входе в трубный пучок испарителя лежит в пределах $12 \div 16$ °С, а на выходе – $5 \div 7$ °С.

Полученная таким образом охлажденная вода из трубного пучка испарителя направляется в систему кондиционирования для охлаждения воздуха, циркулирующего внутри здания.

Далее водяной пар, полученный в испарителе, поступает в абсорбер (поглотитель), в котором смешивается и частично поглощается крепким по *LiBr* раствором, т. е. в результате смешивания получается двухфазная смесь при давлении P_0 . Процесс поглощения водяного пара крепким раствором протекает с выделением теплоты, которую отводят из абсорбера с помощью воды, циркулирующей в контуре охлаждения. Охлажденная двухфазная смесь превращается в слабый по *LiBr* раствор и отводится насосом в теплообменник. При этом давление раствора повышается от P_0 до P_K , а концентрация раствора не меняется. После теплообменника слабый раствор направляется в генератор.

В теплообменнике слабый раствор подогревается крепким раствором, отводимым из генератора и имеющим более высокую температуру.

Процессы, протекающие в абсорбционных холодильных машинах, принято изображать в $h - \xi$ диаграмме, где h – энтальпия раствора; ξ – массовая концентрация воды в растворе:

$$\xi = \frac{m_{LiBr}}{m_{РАСТВ}}$$

На рис. 76 представлена $h - \xi$ диаграмма с характерными точками и процессами, протекающими в абсорбционных бромистолитиевых холодильных установках.

Для данной холодильной установки считается, что чем выше концентрация воды (хладоагента) в растворе, тем он слабее.

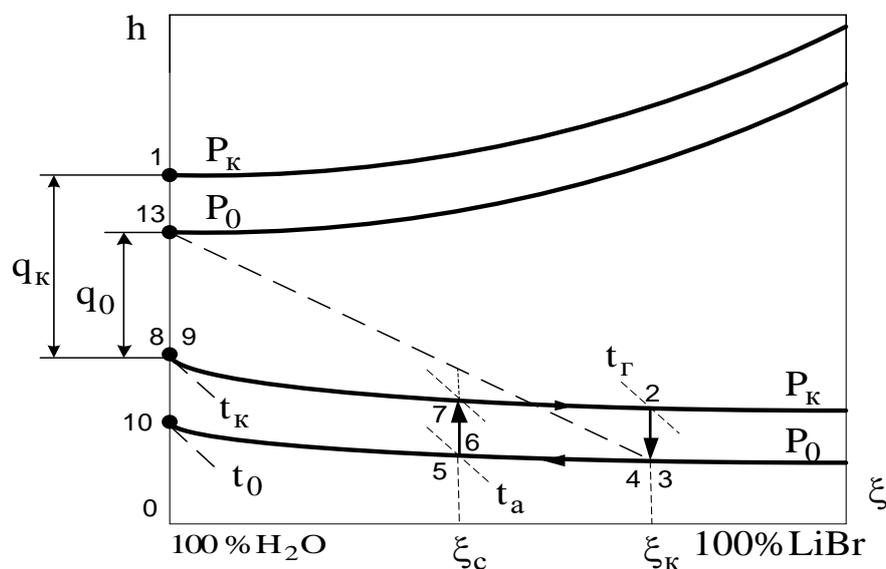


Рис. 76. $h - \xi$ диаграмма раствора $H_2O + LiBr$

Две верхние пограничные кривые показывают состояние сухого насыщенного пара над кипящим жидким раствором при двух давлениях: P_K – в генераторе и конденсаторе, P_0 – в испарителе и абсорбере.

Две нижние кривые на диаграмме изображают состояние кипящей жидкости при тех же давлениях P_K и P_0 .

Как уже было сказано, в генераторе раствор кипит при давлении P_K и температуре t_Γ . Выпаренный из раствора водяной пар соответствует точке 1 на $h - \xi$ диаграмме. Горячий крепкий раствор, соответствующий точке 2, направляется через теплообменник и дроссель в абсорбер. Процесс охлаждения раствора в теплообменнике изображается отрезком 2 – 3.

В абсорбере смешиваются два потока: жидкий раствор в состоянии 4 и водяной пар, полученный в испарителе, в состоянии 13. При смешении получается двухфазная смесь, которая после охлаждения (процесс 4 – 5) за счет отвода теплоты q_a , превращается в жидкий раствор с концентрацией $\xi_C = \xi_5$, соответствующий точке 5 на $h - \xi$ диаграмме.

Полученный раствор отводится насосом с повышением давления до P_K , при этом энтальпия и концентрация не изменяется, поэтому точки 5 и 6 на $h - \xi$ диаграмме совпадают. Процесс 6 – 7 соответствует подогреву слабого раствора (по бромистому литию) в подогревателе. С параметрами, характеризуемыми точкой 7, слабый раствор направляется в генератор.

Процесс 7 – 2 характеризует выпаривание воды из раствора. Полученный пар конденсируется в конденсаторе за счет отвода теплоты q_K (процесс 1 – 8). Конденсат отводится из конденсатора в виде потока воды в состоянии, которое характеризуется точкой 8 на $h - \xi$ диаграмме.

Вакуум в испарителе образуется за счет поглощения паров воды раствором бромида лития и поддерживается путем отсасывания воздуха, проникающего в систему, вакуум-насосом. Удаление воздуха из конденсатора также осуществляется вакуум-насосом.

В настоящее время одноступенчатые АБХМ часто применяются на тех объектах, где имеются легкодоступные источники сбросного тепла. Машины этого типа используются в составе систем кондиционирования воздуха и в качестве источника охлажденной воды для различных технологических процессов. Установочная мощность одноступенчатых АБХМ составляет, как правило, от 25 кВт до 5 МВт.

Двухступенчатые абсорбционные холодильные машины обладают более высокой эффективностью, чем одноступенчатые. В этих установках используются два конденсатора или два абсорбера.

Контрольные вопросы

1. Какие источники могут быть отнесены к тригенерационным?
2. В чем заключается принципиальное отличие в работе абсорбционных и парокомпрессионных трансформаторов теплоты?
3. Каким образом можно записать балансовое уравнение парокомпрессионного и абсорбционного трансформатора теплоты?
4. С какой целью в тригенерационных источниках используется градирни?
5. Что определяет коэффициент трансформации теплоты ТНУ?

14. ПРОБЛЕМЫ ВНЕДРЕНИЯ РЕСУРСОСБЕРЕГАЮЩИХ ТЕХНОЛОГИЙ В СИСТЕМЫ ЦЕНТРАЛИЗОВАННОГО ТЕПЛОСНАБЖЕНИЯ

Энергосбережение представляет собой реализацию правовых, нормативных, организационных, научных, производственных, технических и экономических мер, направленных на эффективное использование первичных энергетических ресурсов. Первичная энергия – это энергия сжигаемого топлива, вторичная – энергия, вырабатываемая в различных энергоисточниках. К числу основных вырабатываемых видов энергии относится электрическая энергия и тепловая энергия, используемая в системах теплоснабжения ЖКХ.

Специфической особенностью энергетики является то, что вырабатываемая энергия не подлежит хранению и не может накапливаться в виде некоторого резерва. Это означает, что только потребитель может ставить задачу на производство необходимого количества и качества вырабатываемой энергии. Все же сфера ЖКХ в настоящее время не в полной мере справляется со своей задачей, тем более, как пишет А. А. Салихов в своей работе [25]: «Эта сфера не готова и не способна воспринять и реализовать идею повышения

эффективности использования энергии». В тоже время, как указывает тот же автор [25]: «Складывается впечатление, что не энергетики призваны оказывать услугу обществу, а наоборот общество обязано жить под диктовку энергетиков».

Основная цель экономии энергии неразрывно связана со сбережением топливных ресурсов. Тем не менее в сложной, разорванной на три части (источник, транспорт и потребитель с разными юридическими лицами) системе энергоснабжения экономить энергию должны в системах энергопотребления, а снижение потребления топлива будет в системах производства энергии.

Рассмотрим вопрос, как принятые цены на топливо влияют на стоимость, покупаемой потребителями, тепловой и электрической энергии. Несмотря на сохранение дотаций теплоснабжающих организаций со стороны городских властей, затраты на приобретение населением тепловой энергии в 3 – 4 раза превышают затраты на приобретение электрической энергии.

Предлагаемые в работе ресурсосберегающие технологии систем отопления основаны на применении в системах отопления комбинированной энергии, т. е. электрической и тепловой. При этом суммарное потребление комбинированной энергии снижается по сравнению с потреблением тепловой энергии.

При финансовых расчетах за потребленную в системах отопления комбинированную энергию целесообразно использовать единую количественную единицу потребленной энергии, а именно 1 кВт·ч. В настоящее время в качестве основной расчетной единицы за применяемую тепловую энергию используется стоимость 1 Гкал/ч, а при расчетах за потребляемую электрическую энергию используется стоимость 1 кВт·ч. Применение разных единиц энергии затрудняют сравнение потребления тепловой и электрической энергии, а также финансовые затраты на их приобретение.

При переводе Гкал/ч в кВт·ч можно использовать следующее соотношение:

$$1 \text{ Гкал/ч} = 1163 \text{ кВт} \cdot \text{ч}.$$

Стоимость или тариф 1 Гкал/ч тепловой энергии для населения в настоящее время составляет ≈ 1820 руб. и при соответствующей дотации со стороны государства эта цена возрастает до ≈ 2000 руб. В этом случае стоимость 1 кВт·ч тепловой энергии составит:

$$1 \text{ кВт} \cdot \text{ч} = \frac{2000}{1163} = 1,72 \text{ руб.}$$

Таким образом, цена потребляемой населением тепловой энергии составляет $C_{тэ} = 1,72$ руб/кВт·ч. В то же время тариф на электрическую энергию в Санкт-Петербурге $C_{ээ} = 4$ руб/кВт·ч. Как видно, цена электрической энергии примерно в два раза выше цены тепловой энергии.

Рассмотрим энергопотребление среднестатистической квартиры: потребление электрической энергии $N_{\text{потр}} = 200$ кВт·ч, потребление тепловой

$Q_{\text{потр}} = 900 \text{ кВт} \cdot \text{ч}$. Оплата согласно выше приведенным тарифам составит: за электрическую энергию:

$$P_{\text{ээ}} = C_{\text{ээ}} \cdot N_{\text{потр}} = 4,0 \cdot 200 = 800 \text{ руб};$$

за тепловую энергию:

$$P_{\text{тэ}} = C_{\text{тэ}} \cdot Q_{\text{потр}} = 1,72 \cdot 900 = 1548 \text{ руб.}$$

Потребление тепловой энергии в 4,5 раза превышает потребление электрической энергии, но плата за потребление тепловой энергии выше платы за электрическую энергию всего лишь в 1,9 раза.

Определим, какой процент в цене и в оплачиваемой энергии приходится на топливную составляющую, например при цене на топливо 5 руб/кг. Допустим, что используемое топливо имеет теплоту сгорания близкую к теплоте сгорания природного газа, т. е. $Q_{\text{н}}^{\text{р}} = 40000 \text{ кДж/кг}$. Таким образом, получается, что выделяемая теплота при сгорании 1 кг топлива стоит 5 руб.

Воспользуемся следующим соотношением для перевода кДж в кВт·ч:

$$1 \text{ кВт} \cdot \text{ч} = 3600 \text{ кДж}; \text{ или } 1 \text{ кДж} = 0,000278 \text{ кВт} \cdot \text{ч}.$$

При сгорании 1 кг топлива выделяется 11,12 кВт·ч тепловой энергии ($40000 \cdot 0,000278 = 11,12 \text{ кВт} \cdot \text{ч}$), следовательно, стоимость (цена) 1 кВт·ч теплоты топлива составит:

$$C_{\text{ТТОПЛ}} = 5/11,12 = 0,45 \text{ руб/кВт} \cdot \text{ч}.$$

Стоимость топлива в оплачиваемой электрической и тепловой энергии составит:

$$P_{\text{ТОПЛЭ}} = C_{\text{ТТОПЛ}} \cdot N_{\text{потр}} = 0,45 \cdot 200 = 90 \text{ руб},$$

$$P_{\text{ТОПЛТ}} = C_{\text{ТТОПЛ}} \cdot Q_{\text{потр}} = 0,45 \cdot 900 = 405 \text{ руб}.$$

Процентное соотношение стоимости топлива в стоимости, потребляемой электрической и тепловой энергии составляют:

– в тепловой энергии – $0,45/1,72 = 0,26$ (26 %);

– в электрической энергии – $0,45/4,0 = 0,11$ (11 %).

Следовательно, 74 % и 89 % денежных средств при реализации тепловой и электрической энергии затрачивается на эксплуатацию и обслуживание соответствующего оборудования и получение прибыли.

Так, на получение прибыли, а также эксплуатацию и обслуживание оборудования, связанного с генерированием, транспортом и потреблением 1 кВт·ч тепловой энергии приходится:

$$\Delta P_{\text{т}} = C_{\text{тэ}} - C_{\text{топл}} = 1,72 - 0,45 = 1,27 \text{ руб},$$

на 1 кВт·ч электрической энергии:

$$\Delta P_{\text{э}} = C_{\text{ээ}} - C_{\text{топл}} = 4,0 - 0,45 = 3,55 \text{ руб}.$$

Полученные деньги должны распределяться между тремя взаимосвязанными организациями, а именно между генерирующими и транспортными компаниями и предприятиями ЖКХ.

Не достаточно скоординированное взаимодействие между хозяйствующими субъектами в энергетике затрудняет внедрение новых энерго- и ресурсосберегающих технологий. Без стимулирующих условий для всех

организаций, вовлеченных в производство, транспорт и потребление энергии, новые технологии не смогут быть внедрены.

Одной из таких инновационных технологий является перевод систем отопления жилых зданий на применение комбинированной энергии с установкой в отдельных квартирах ТНУ. В предлагаемых системах отопления ТНУ выполняет роль индивидуального источника теплоты, формирующего требуемый тепловой поток в системе отопления потребителя тепловой энергии. Для этого к ТНУ подводится низкотемпературный поток охлаждающей воды из конденсатора паровой турбины или водогрейного котла утилизатора ГТУ и электрическая энергия. Формирование необходимого теплового потока непосредственно в системах теплоснабжения исключает переотапливание и недоотапливание отдельных квартир. Использование сетевой воды с низкой температурой снижает тепловые потери при ее транспортировке и устраняет неравномерность подвода теплоты.

Ожидаемое снижение расхода топлива при переводе систем отопления на использование комбинированной энергии может составить $\approx 30\%$. Несмотря на это при сохранении цен на тепловую и электрическую энергию оплата населением потребляемой комбинированной энергии не только снизится, но и возрастет, так как в формировании теплового потока для системы отопления используется дорогая электрическая энергия.

Сравним стоимость теплоты отводимой от ТНУ, коэффициент преобразования которого равен 5 ($\varphi = 5$), представляющего отношение количества отводимой теплоты на единицу затрачиваемой электрической энергии. При таком коэффициенте преобразования 1 кВт·ч теплоты формируется из 20 % электрической энергии и 80 % низкотемпературной тепловой энергии. Стоимость получаемой в ТНУ теплоты составит:

$$0,2 \cdot 4,0 + 0,8 \cdot 1,72 = 2,17 \text{ руб/кВт} \cdot \text{ч.}$$

Таким образом, стоимость 1 кВт·ч теплоты, формируемой в ТНУ, на 0,45 руб. выше стоимости 1 кВт·ч теплоты, получаемой и транспортируемой от традиционного источника – водогрейной котельной.

Приведенные цифры позволяют сделать следующие выводы. Предлагаемая технология перевода систем отопления на комбинированную энергию реально может дать около 30 % экономии топлива, используемого в системах теплоснабжения. Вместе с тем при существующих тарифах на топливо, а также на электрическую и тепловую энергию, увеличение потребления электрической энергии при формировании теплового потока, используемого в системах отопления всего лишь на 20 %, приводит к увеличению стоимости 1 кВт·ч теплоты на 0,45 руб. ($2,17 - 1,72 = 0,45$), что делает предлагаемую технологию экономически невыгодной для потребителя.

Из вышесказанного следует, что без пересмотра тарифов на тепловую и электрическую энергию внедрение новых ресурсосберегающих технологий в системах теплоснабжения будет затруднительным.

Стимулом, побуждающим население переходить на такие системы отопления, может быть только снижение платы за потребленную

комбинированную энергию по сравнению с платой за теплоту в исходной системе отопления.

Рассмотрим возможные варианты снижения стоимости подводимой в ТНУ энергии. Прежде всего, должна быть снижена цена 1 кВт·ч тепловой энергии. Основанием для такого снижения является снижение почти в два раза температуры водяного теплоносителя, т. е. от температуры 100 – 120°C до температуры 40 – 60 °С. При сохранении стоимости электрической энергии в размере 4 руб/кВт·ч, и снижении стоимости низкотемпературной теплоты, подводимой в ТНУ до 1,15 руб/кВт·ч, стоимость теплового потока сформированного в ТНУ сохранится на прежнем уровне 1,72 руб/кВт·ч.

Тепловая энергия с указанными параметрами теплоносителя, производимая в когенерационном источнике должна рассматриваться как генерируемый тепловой отход при его минимальной стоимости. Основную прибыль энергогенерирующие источники должны получать за счет производства электрической энергии, что должно стимулировать развитие электроэнергетики, и путем ввода в строй современных ТЭЦ с применением газотурбинных двигателей.

Если стоимость генерации тепловой энергии должна быть минимальной, то стоимость транспорта тепловой энергии должна обеспечить сетевым компаниям надежную и безаварийную работу тепловой сети. Тепловая сеть является самым сложным и ненадежным элементом в системе централизованного теплоснабжения, требующая больших капитальных затрат на ее обслуживание.

Выгода от производства и применения комбинированной энергии должна быть распространена не только на электрическую энергию, но прежде всего на тепловую энергию. В противном случае утилизация теплоты при производстве электрической энергии на тепловых электростанциях окажется малорентабельной.

Контрольные вопросы

1. Всегда ли внедрение энергосберегающих технологий приводит к сокращению расхода потребляемого топлива на источнике энергоснабжения?
2. Какие особенности имеет энергия как товарного продукта подлежащего реализации населению?
3. Какие виды энергии лежат в основе ресурсосберегающих технологий?
4. В чем сложность экономического анализа при различных единицах измерения энергии?
5. Как изменяется качество работы источника энергоснабжения при переходе на тригенерацию?

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. Ресурсосберегающие технологии в системах централизованного теплоснабжения ЖКХ: монография / ВШТЭ СПбГУПТД. – СПб., 2020. – 137 с.
6. Гладышев Н. Н. Источники систем теплоснабжения ЖКХ: учеб. пособие / ВШТЭ СПбГУПТД. – СПб., 2019. – 98 с.
7. Гладышев Н. Н., Москалев А. А. Определение потенциала энергосбережения в системах теплоснабжения ЖКХ // Вестник энергоэффективности. – 2013. – № 2. – С. 30 – 34.
8. Гладышев Н. Н., Луканин П. В. Ресурсосберегающие системы энероснабжения потребителей ЖКХ // Вестник энергоэффективности Минобрнауки России. – 2015. – №1. – С. 86 – 92.
9. Гладышев Н. Н. Ресурсосберегающие системы отопления зданий ЖКХ // Вестник энергоэффективности Минобрнауки России. – 2016. – № 4(02). – С.22 – 30.
10. 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.
11. Гладышев Н. Н., Монащенко 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.
12. 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.
13. 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.
14. 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.
15. Данилов О. Л., Гаряев А. Б., Яковлев И. В. Энергосбережение в теплоэнергетике и теплотехнологиях: учебник для вузов под ред. А. В. Клименко. – М.: Издательский дом МЭИ, 2010. – 424 с.
16. Жуковский В. С. Термодинамика. – М.: Энергоатомиздат, 1983. – 304 с.

17. Иванов В. Д., Притула В. Н., Иванов С. В. Основы теплоснабжения: учеб. Пособие / СПбГТУРП. – СПб., 2013. – 403 с.
18. Казаков В. Г., Луканин П. В., Смирнова О. С. Эксергетические методы оценки эффективности теплотехнологических установок: учеб. пособие / СПбГТУРП. – СПб., 2011. – 93 с.
19. Кузник И. В. Централизованное теплоснабжение. Проектируем эффективность. – 2-е изд., перераб. и доп. – М.: Изд-во «АВОК-Северо-Запад», 2016. – 170с.
20. Луканин П. В. Технологические энергоносители предприятий (Низкотемпературные энергоносители): учеб. пособие / СПбГТУРП. – СПб., 2005. – 115 с.
21. Мурзаков В. В. Основы технической термодинамики. – М.: ЭНЕРГИЯ, 1973. – 302 с.
22. 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.
23. Покотилов В. В. Регулирующие клапаны автоматизированных систем тепло-и холодоснабжения. – Вена: фирма «HerzArmaturen», 2010. – 176 с.
24. Родичев Л. В. Эффективность транспорта тепловой энергии. – СПб.: ООО «Дом Шуан», 2006. – 448 с.
25. Салихов А. А. Неоцененная и непризнанная «малая» энергетика. – М.: Новости теплоснабжения, 2009. – 173 с.
26. Слепченко В. С. Опыт эксплуатации коммунального теплоэнергетического предприятия. – СПб.: Изд-во ПЭИПК Минэнерго РФ, 2003. – 248 с.
27. ГОСТ 12.1.005-88. Общие санитарно-гигиенические требования к воздуху рабочей зоны. – М.: Изд-во стандартов, 1989. – 68 с.
28. ГОСТ 30494-96. Здания жилые и общественные. Параметры микроклимата в помещениях. – М.: Госстрой России. ГУП ЦПП, 1999.
29. СНиП 41-01-2003. Отопление, вентиляция и кондиционирование воздуха. – М.: Госстрой России. ГУП ЦПП, 2004.
30. СНиП 23-02-2003. Тепловая защита зданий. – М.: Госстрой России. ГУП ЦПП, 2004.ca
31. Шарапов В. И., Ротов П. В. Регулирование нагрузки систем теплоснабжения. – М.: Новости теплоснабжения, 2007. – 164 с.
32. Шарапов В. И., Орлов М. Е. Технологии обеспечения пиковой нагрузки систем теплоснабжения. – М.: Новости теплоснабжения, 2006. – 203 с.
33. Вольфберг Д. Б. XIV Конгресс мировой энергетической конференции // Энергохозяйство за рубежом. – 1990. – №1.
34. Haselbacher, H. Performance of water/steam injected gas turbine power plants consisting of standard gas turbines and turbo expanders. International Journal of Energy Technology and Policy. – 2005. – Vol. 3. – No. 1/2.

Учебное издание

**Гладышев Николай Николаевич
Короткова Татьяна Юрьевна**

Инновационные технологии использования тепловой и электрической энергии

Редактор и корректор А. А. Чернышева
Техн. редактор Д. А. Романова

Учебное электронное издание сетевого распространения

Системные требования:
электронное устройство с программным обеспечением
для воспроизведения файлов формата PDF

Режим доступа: http://publish.sutd.ru/tp_get_file.php?id=202016, по паролю.
- Загл. с экрана.

Дата подписания к использованию 10.11.2021 г. Рег.№ 87/21

Высшая школа технологии и энергетики СПбГУПТД
198095, СПб., ул. Ивана Черных, 4.