

**ФЕДЕРАЛЬНОЕ ГОСУДАРСТВЕННОЕ БЮДЖЕТНОЕ ОБРАЗОВАТЕЛЬНОЕ
УЧРЕЖДЕНИЕ ВЫСШЕГО ОБРАЗОВАНИЯ
«ОРЕНБУРГСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ АГРАРНЫЙ УНИВЕРСИТЕТ»**

**МЕТОДИЧЕСКИЕ УКАЗАНИЯ ДЛЯ ОБУЧАЮЩИХСЯ
ПО ОСВОЕНИЮ ДИСЦИПЛИНЫ**

ФТД.В.04 Энергоснабжение и аудит

Направление подготовки 35.03.06. Агроинженерия

Профиль образовательной программы «Электрооборудование и электротехнологии»

Форма обучения очная

СОДЕРЖАНИЕ

1. Конспект лекций	3
1.1 Лекция № 1 Общие сведения об энергоснабжении предприятий	3
1.2 Лекция № 2 Введение. Общее представление о системах теплоснабжения ...	13
1.3 Лекция №3 Потребители пара и горячей воды	20
1.4 Лекция №4 Тепловой расчет сетей	24
1.5 Лекция №5 Системы пароснабжения предприятий	28
1.6 Лекция №6 Водяные системы теплоснабжения	38
1.7 Лекция №7 Энергосберегающие холодильные системы	52
1.8 Лекция №8 Гидравлический расчет тепловых сетей	61
1.9 Лекция №9 Теплоэлектроцентрали промышленных предприятий	79
2. Методические материалы по выполнению лабораторных работ	95
2.1 Лабораторная работа № ЛР-1 Определение коэффициента теплопередачи на- гревательного прибора	95
2.2 Лабораторная работа № ЛР-2 Получение тепловой энергии. Электродные котлы	106
2.3 Лабораторная работа № ЛР-3 Способы получения тепловой энергии. Тепло- насосные установки	111
2.4 Лабораторная работа № ЛР-4 Расчет тепловых потерь неизолированными трубопроводами при надземной прокладке	114
2.5 Лабораторная работа № ЛР-5 Расчет тепловых нагрузок на отопление, венти- ляцию и горячее водоснабжение	122
2.6 Лабораторная работа № ЛР-6 Тепловой расчет холодильных машин. Опреде- ление тепловых нагрузок и производительности аппаратов	125
2.7 Лабораторная работа № ЛР-7 Расчет часовых и годовых тепловых нагрузок. Определение расходов сетевой воды у потребителей	128
2.8 Лабораторная работа № ЛР-8 Гидравлический расчет и режимы работы теп- ловых сетей	136

1. КОНСПЕКТ ЛЕКЦИЙ

1. 1 Лекция №1 (2 часа).

Тема: «Общие сведения об энергоснабжении предприятий»

1.1.1 Вопросы лекции:

1. Общие сведения об энергоснабжении промышленных предприятий; современное состояние и перспективы развития.

2. Состояние и пути повышения надежности и экономичности энергоснабжения.

3. Экологические задачи: снижение выбросов, сбросов; уменьшение отходов при работе систем.

1.1.2 Краткое содержание вопросов:

1. Общие сведения об энергоснабжении промышленных предприятий; современное состояние и перспективы развития.

Энергоснабжение - это обеспечение потребителя всеми видами энергии и энергоносителей, необходимыми для его нормальной работы.

Энергоносители, которые используются в настоящее время или могут быть полезно использованы в перспективе, принято называть энергоресурсами. Энергоресурсы делятся на основные или первичные и вторичные (ВЭР).

К основным энергоресурсам относятся:

- а) твердое топливо (угли, сланцы, торф);
- б) жидкое топливо (нефть и ее производные - стабилизированная нефть, мазут, соляровое масло, раздельное топливо, керосин и др.);
- в) газообразное топливо (природный газ, попутный газ, газ газоконденсатных месторождений, искусственные горючие газы);
- г) водяной пар различных параметров;
- д) горячая вода;
- е) холодная вода;
- ж) воздух;
- з) продукты разделения воздуха (азот, кислород);
- и) холдоноситель; к) водород.

Под вторичными энергоресурсами понимают энергетические ресурсы, получаемые в виде побочных продуктов основного производства.

ВЭР подразделяются на горючие и негорючие. К горючим ВЭР относятся доменный и коксовый газы, биогаз и др. Негорючие ВЭР делят на тепловые и ВЭР давления. К тепловым ВЭР относятся физическая теплота доменного и коксового газов, теплота горючих шлаков и кокса в коксохимических батареях, теплота дымовых газов, уходящих из котельных установок и промышленных печей и др., а к ВЭР давления - давление газов, выходящих из газовых турбин.

Для большинства предприятий основными видами энергоснабжения являются электро-, тепло - и водоснабжение. Для крупных предприятий, имеющих собственные котельные или электростанции, необходимым является также топливоснабжение. В зависимости от применяемых технологий предприятия могут также нуждаться в снабжении их воздухом, холодом и продуктами разделения воздуха.

Устройства и установки, предназначенные для снабжения предприятия всеми необходимыми ему видами энергии и энергоносителей, образуют систему энергоснабжения предприятия.

Энергоснабжение делится на внешнее и внутреннее. Под внешним энергоснабжением понимается снабжение потребителя от внешних источников, под внутренним - от внутренних общезаводских или цеховых источников энергии. Внешнее энергоснабжение обычно включает в себя электроснабжение, водоснабжение и топливоснабжение, а для малых и мелких предприятий и теплоснабжение. Внутреннее энергоснабжение может включать в себя воздухоснабжение, кислородо - и азотоснабжение, холодоснабжение, а на крупных и средних предприятиях также электро-, тепло - и водоснабжение.

В зависимости от того, как осуществляется электро - и теплоснабжение, энергоснабжение принято делить на централизованное, местное (автономное), смешанное, комбинированное, раздельное.

В случае, когда снабжение электрической и тепловой энергией осуществляется только от внешних источников, энергоснабжение принято называть централизованным. Как правило, централизованное энергоснабжение характерно для средних, малых и мелких предприятий. На таких предприятиях топливоснабжение вообще может отсутствовать, а в случае, когда оно осуществляется, выполняется как газоснабжение для бытовых нужд. При питании от местных источников электрической и тепловой энергии принято говорить о местном (автономном) энергоснабжении. Это определение является несколько условным, так как топливоснабжение при этом осуществляется от внешних источников. Автономное энергоснабжение применяется в тех случаях, когда предприятие сооружается вдали от мест, по которым проложены тепловые и электрические сети.

В случае, когда предприятие получает от одного внешнего источника несколько видов энергии, централизованное энергоснабжение называют комбинированным.

Если электрическую и тепловую энергию предприятие получает от разных внешних источников (электрическую от сетей энергосистемы, а тепловую - от районной котельной), такое энергоснабжение называют раздельным.

Если же от внешнего источника централизованно предприятие получает только один вид энергии (например, электроэнергию), а другой вид (например, тепловую) вырабатывает само, говорят о смешанном энергоснабжении. Смешанное энергоснабжение, как правило, характерно для предприятий средней мощности.

Примерная структура энергоснабжения крупного современного промышленного предприятия приведена на рис.3. На этом рисунке сплошными линиями показаны потоки энергоносителей от источников и распределительных узлов к потребителям, а пунктирными - потоки энергоносителей от источников и распределительных узлов к местам выработки других энергоносителей.

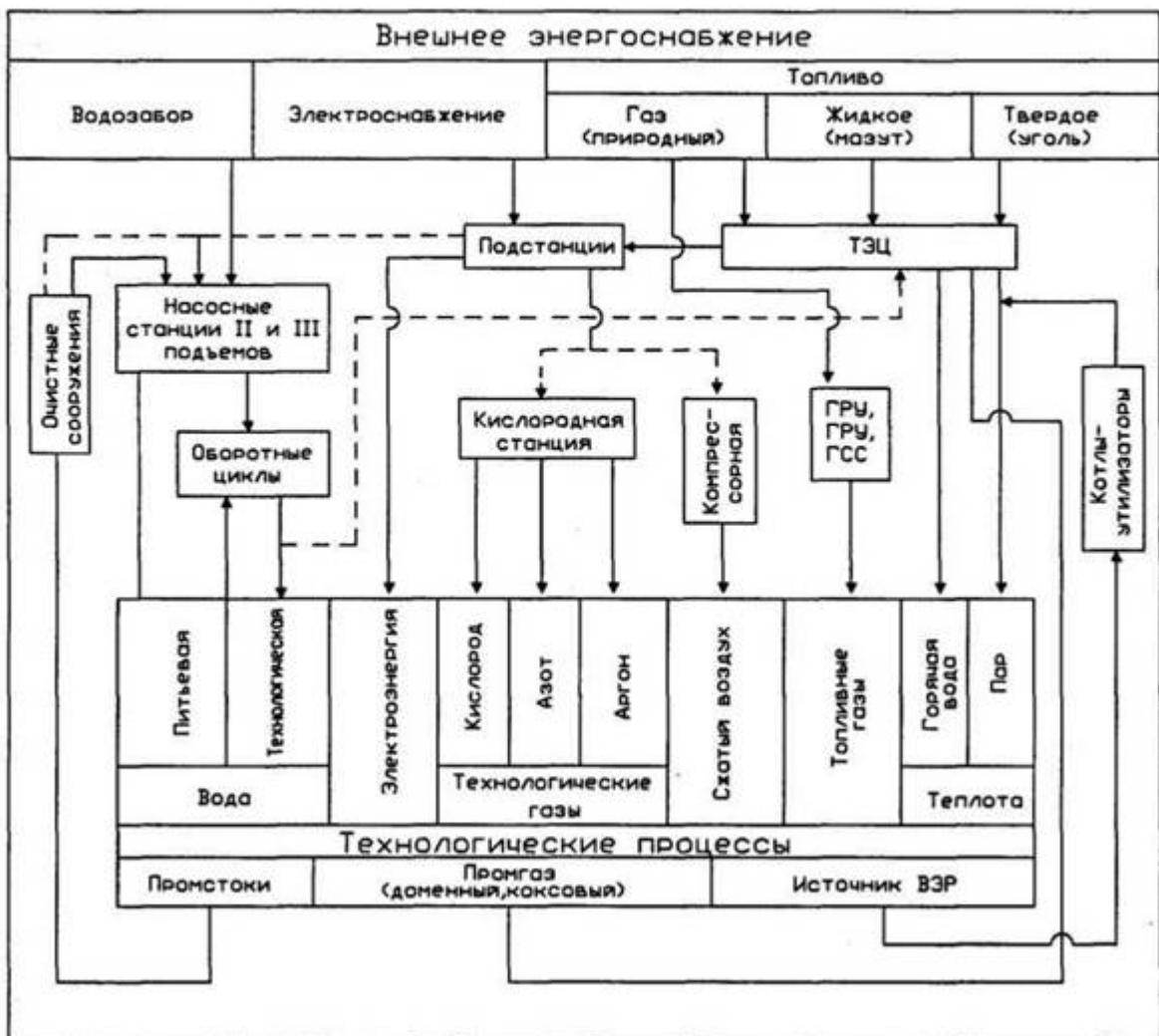


Рис. 3

Основными источниками электроснабжения являются районные энергосистемы, к линиям и подстанциям которых присоединяются подстанции потребителей. Кроме того, на некоторых предприятиях для питания потребителей дополнительно вырабатывается собственная электроэнергия - на заводских теплоэлектроцентралях (ТЭЦ) или станциях других видов, в том числе на различных утилизационных электростанциях, где источниками энергии являются ВЭР - прежде всего теплота уходящих газов промышленных печей, отработанные топливные газы технологических процессов и пр.

Источниками водоснабжения крупных предприятий являются сооружения внешнего водозабора, включающие береговые или артезианские насосные станции, насосные станции первого подъема. К потребителям вода подается с помощью насосных станций второго и третьего подъемов. Для небольших предприятий источником водоснабжения является городской водопровод.

Теплоснабжение потребителей (снабжение горячей водой и паром) может производиться от ТЭЦ - местной или находящейся в ведении районной энергосистемы, от местных и районных котельных. При теплоснабжении от собственных ТЭЦ и котельных тепловая энергия вырабатывается, как правило, с использованием ВЭР.

Топливо, поступающее на предприятие, может быть твердым, жидким или газообразным.

Твердое топливо (уголь) на предприятия доставляется преимущественно железнодорожным транспортом. Груженые полувагоны взвешиваются на железнодорожных весах и подаются в приемно-разгрузочное устройство. В зимнее время они предварительно проходят размораживание. После разгрузки уголь поступает на узел пересыпки, откуда транспортными механизмами подается на склад.

Из жидких топлив на предприятиях в основном используют мазут, доставка которого обычно осуществляется железнодорожным транспортом в цистернах. Разогретый мазут сливаются из цистерн и после фильтрации и дополнительного подогрева попадает в резервуары основного хранения вместимостью до 50000 м.

Основным видом топливных газов, используемых на предприятиях, является природный, поступающий на предприятия по магистральным трубопроводам от различных месторождений. К предприятию и отдельным цехам природный газ подводится через газорегуляторные пункты (ГРП) или газорегулирующие установки (ГРУ). На некоторых предприятиях, например металлургических, наряду с природным газом широко используются доменный и коксовый газы, являющиеся продуктами (отходами) доменного и коксохимического производства. В целях экономии расхода природного газа и для повышения калорийности газов, являющихся продуктами технологического производства, на газосмесительных станциях (ГСС) газы с различными свойствами смешивают и затем полученную смесь используют для сжигания.

Источниками сжатого воздуха на промпредприятиях являются различные компрессоры, воздуходувки и вентиляторы. Эти механизмы могут устанавливаться непосредственно в технологических цехах или на специальных компрессорных станциях.

В качестве источников холода на предприятиях применяются парокомпрессорные холодильные машины с центробежными и винтовыми компрессорами, а также абсорбционные холодильные машины, которые используют в качестве источников энергии теплоту технологических процессов, ВЭР или обратную воду ТЭЦ. Производство искусственного холода может быть централизованным и децентрализованным. Централизованный способ применяется при больших нагрузках, сосредоточенных на сравнительно небольшой территории. При небольших нагрузках и разбросанности объектов охлаждения, а также при непосредственном включении элементов холодильного цикла в схему основного производства целесообразно использование децентрализованного способа. Основными потребителями искусственного холода являются нефтяная, газовая, химическая промышленность, машиностроение и metallurgия, а также пищевая промышленность, сельское хозяйство, торговля и общественное питание.

Источниками кислорода и азота на крупных промышленных предприятиях являются кислородные станции с блоками разделения воздуха, компрессорами и холодильными машинами. На этих же станциях в случае необходимости могут быть получены и другие продукты разделения воздуха - инертные газы, аргон, неон, криpton, ксенон и гелий.

Основными требованиями, предъявляемыми к любым системам энергоснабжения, являются:

1. Обеспечение необходимой надежности энергоснабжения. Требования, предъявляемые к надежности, определяются последствиями перерыва в подаче энергии. В ряде случаев они формулируются в действующих правилах устройства, строительных нормах, руководящих документах (РД) и т. п. Так, например, требо-

вания к надежности систем электроснабжения сформулированы в Правилах устройства электроустановок (ПУЭ).

2. Обеспечение необходимого качества энергии, топлива или энергоносителей. Это требование определяется влиянием, оказываемым качеством энергии, топлива или энергоносителей на работу как их потребителей, так и самих систем энергоснабжения. Для некоторых видов энергии разработаны ГОСТы, регламентирующие их допустимое качество. Так, например, ГОСТ 13109-97 нормирует качество электрической энергии в системах электроснабжения общего назначения [2].

3. Простота, удобство и безопасность монтажа и эксплуатации. Выполнение этого требования обеспечивается широким внедрением комплектных установок и элементов заводского изготовления. В системе электроснабжения, например, к таким установкам относятся камеры комплектных устройств 6-10 кВ (КРУ), комплектные трансформаторные подстанции (КТП), комплектные конденсаторные установки (ККУ), типовые элементы токопроводов напряжением до и выше 1000 В и т. п.

4. Возможность роста энергетических нагрузок и энергопотребления в течение ряда (семи - десяти) лет без капитальной реконструкции систем энергоснабжения. Выполнение этого требования определяется правильностью определения расчетных нагрузок соответствующих систем энергоснабжения, отнесенных к концу указанного периода, и выбором соответствующих проектных решений. Так, например, применение магистральных и распределительных шинопроводов в цехах промпредприятий позволяет без реконструкции цеховых электрических сетей 380/220 В перемещать электроприемники по территории цеха и заменять их на более мощные.

5. Обеспечение экономичности энергоснабжения. Выполнение этого требования подразумевает принятие таких технических и организационных решений, которые обеспечивали бы наименьшие из возможных затрат на энергоснабжение при условии обязательного выполнения всех предыдущих требований.

При внешнем электроснабжении взаимоотношения между потребителем и поставщиками электрической и тепловой энергии основываются на положениях статей 539 - 548 Гражданского кодекса РФ. К отношениям, связанным со снабжением через присоединенную сеть газом, нефтью и нефтепродуктами, водой и другими товарами, статьи 539 - 547 применяются, если иное не установлено законом, иными правовыми актами или не вытекает из существа обязательства.

В соответствии со статьей 539 взаимоотношения между абонентом (потребителем) и поставщиком энергии через присоединенную сеть регулируются договором энергоснабжения. Права и обязанности энергоснабжающих организаций и потребителей во всех аспектах использования электроэнергии, отражаемые в договоре на энергоснабжение, определяются Правилами энергоснабжения в Российской Федерации. Кроме того, в них определяется содержание заявки на присоединение к сетям энергоснабжения, подаваемой потребителем в энергоснабжающую организацию, а также содержание технических условий на присоединение, выдаваемых энергоснабжающей организацией потребителю в ответ на его заявку.

Помимо приведенных выше в области энергоснабжения действуют и другие нормативные документы (законы, правила, инструкции), некоторые из них будут упомянуты в соответствующих разделах.

2. Состояние и пути повышения надежности и экономичности энергоснабжения.

Большинство продаваемых и рекомендуемых систем альтернативной энергетики по надёжности и экономичности не могут конкурировать с традиционными источниками энергии. Перед применением сложных и дорогих систем необходимо провести анализ и расчёт для согласованной работы всех узлов системы. Однако правильные технические и экономические расчёты, как правило, показывают экономическую нецелесообразность их применения. В целом ряде случаев, если правильно определить цели и потребности, используя принцип разумной достаточности, можно и нужно использовать технические средства для повышения надёжности энергоснабжения. Для повышения надёжности энергоснабжения рекомендую использовать экономичные способы повышения надёжности энергоснабжения.

Обычное энергоснабжение, особенно городских систем чаще всего достаточно надёжное. Но, в любом случае необходимо как минимум иметь источники аварийного освещения. Такими источниками могут быть обычные или лучше светодиодные фонари с запасными источниками питания, фонари типа «жучёк» или свечи, которые помогут при нечастых и кратковременных перерывах в работе электроснабжения. Выпускаются фонари, которые могут постоянно находиться в режиме подзарядки и автоматически включаться при пропадании электрической энергии.

При работе на компьютере с важной документацией необходимо использовать блоки бесперебойного питания компьютеров. При их отсутствии может быть нанесён серьёзный ущерб от потери или искажения информации. Большинство блоков бесперебойного питания имеют небольшой срок службы, и через 3-5 лет у них заметно снижается ёмкость аккумуляторов. Для повышения эффективности использования, блоки бесперебойного питания можно применять и для питания экономичных светильников.

Для некоторых ответственных устройств, например, для сигнализации, видеонаблюдения, некоторых замков, радио и других видов связи, необходимы собственные источники или блоки бесперебойного питания.

В зимний период отключение электроснабжения опасно и тем, что современные котлы отопления имеют циркуляционные насосы и автоматику, которая позволяет включать газовое отопление только при наличии электрической энергии. Автоматика газовых котлов и циркуляционные насосы потребляют небольшую мощность, поэтому их можно также запитать от блока бесперебойного питания, энергии которого может хватить для работы газового котла до нескольких часов. Если предполагается, что отключение централизованного электроснабжения продолжиться долго, то для экономии запаса электроэнергии подключать блок бесперебойного питания нужно после заметного снижения температуры в помещении. Когда температура в помещении повысится, снова отключить блок бесперебойного питания. Самое главное, не допустить замерзания жидкости в системе отопления, тогда восстановить работу отопительной системы будет сложно.

В некоторых случаях как аварийные источники энергии можно использовать автомобильные аккумуляторы, для которых продаются преобразователи напряжения, которые выдают переменное напряжение 220 В. Но, у таких аккумуляторов при сильном разряде быстро уменьшается срок службы, поэтому необходимо периодически заводить двигатель автомобиля для подзарядки аккумуляторов.

В небольших населённых пунктах, довольно много старых линий электропередач большой протяженности. Там основная проблема, это снижение напряжения ниже допустимого, особенно в вечернее и ночное время. Пониженное напряжение

в сети часто бывает причиной выхода из строя оборудования, например, электродвигателей холодильников, стиральных машин и т.д. Повысить надёжность таких сетей электроснабжения можно при помощи стабилизаторов напряжения. Лучше всего использовать стабилизаторы напряжения, рассчитанные на мощность не меньше, чем максимальная мощность всех потребителей, которые могут работать одновременно. Чаще всего в продаже встречаются стабилизаторы рассчитанные на работу с напряжением в интервале 140 В – 250 В. Иногда встречаются стабилизаторы напряжения, которые могут работать от напряжения начиная с 110 В. При использовании стабилизаторов напряжения необходимо учитывать их особенности работы. Чтобы обеспечить стабильную работу своего потребителя при пониженном напряжении в сети, стабилизатор увеличивает потребление тока из сети. При этом падении напряжения в сети прямо пропорционально квадрату потребляемого тока. Если общее потребление тока в линии вечером увеличилось в два раза, то падение напряжения в линии увеличится в четыре раза. Поэтому желательно проверить состояние линии электропередачи и квартирной разводки. Применение стабилизаторов некоторыми потребителями, несколько увеличивает колебания напряжения у тех, кто стабилизаторами не пользуется. Иногда улучшить состояние линий энергоснабжения помогают регулярные жалобы, лучше коллективные.

При довольно частых отключениях электрической энергии или отключениях на длительный период, целесообразно использовать бензиновые или дизельные генераторы электрической энергии. Их применение в ряде случаев позволяет без существенных ограничений продолжать работу офиса, магазина, склада и избежать существенных экономических потерь. Бензиновые или дизельные генераторы также удобно и необходимо использовать на стройках, если нет возможности подключения к другим источникам энергии. Они практически незаменимы при чрезвычайных обстоятельствах для питания важных объектов, например, больниц, штабов при чрезвычайных обстоятельствах.

Использование ветряков, солнечных батарей, а также их комбинации с генераторами от двигателей внутреннего сгорания или между собой, рекомендую при отсутствии централизованного электроснабжения. Можно рассматривать целесообразность их установки при очень нерегулярном или явно недостаточном энергоснабжении, если нормальное обеспечение энергией очень затруднено или невозможно.

Более широкое использование ветряков и солнечных батарей в западных странах связано не с экономической выгодой от их использования, а носит больше рекламный характер и видимо связано с желанием иметь хоть и небольшую и дорогую, но свою, независимую от традиционных энергоносителей энергетику.

3 Экологические задачи: снижение выбросов, сбросов; уменьшение отходов при работе систем.

Выработка электроэнергии сопряжена с отрицательными воздействиями на окружающую среду. Энергетические объекты по степени влияния принадлежат к числу наиболее интенсивно действующих на окружающую среду планеты. Объекты электроэнергетики, прежде всего ТЭС, действуют на атмосферный воздух выбросами загрязняющих веществ, на природные воды — сбросами в водные объекты загрязненных сточных вод, используют значительное количество водных и земельных ресурсов, загрязняют окружающие территории золошлаковыми отходами

ми. Что касается передачи электроэнергии по линиям электропередач, то по сравнению с перевозкой разных видов топлива и их перекачкой по системам трубопроводов она экологически безопасна.

На современном этапе проблема взаимодействия энергетических объектов и окружающей среды приобрела новые черты, оказывая влияние на огромные территории, реки и озера, атмосферу и гидросферу Земли. Более значительные объемы энергопотребления в обозримом будущем предопределяют дальнейшее расширение области воздействия на все компоненты окружающей среды в глобальных масштабах.

С ростом единичных мощностей блоков, электрических станций и энергетических систем, удельных и суммарных уровней энергопотребления возникла задача ограничения загрязняющих выбросов в воздушный и водный бассейны, а также более полного использования их естественной рассеивающей способности. Ранее при выборе способов получения электрической и тепловой энергии, путей комплексного решения проблем энергетики, водного хозяйства, транспорта, установления основных параметров объектов (тип и мощность станции, объем водохранилища и др.) руководствовались в первую очередь минимизацией экономических затрат. В настоящее время на первый план выдвигаются вопросы оценки возможных последствий введения и эксплуатации объектов энергетики на окружающую среду.

Принято выделять три уровня экологических ограничений:

- локальный — нормативы абсолютных и удельных экологических показателей работы энергопредприятия;
- региональный — ограничения на трансграничные потоки выбросов SO_2 и NO_x энергопредприятий, расположенных на европейской территории России;
- глобальный уровень — ограничения на валовый выброс парниковых газов (CO_2).

Отнесение выбросов парниковых газов к разряду экологических проблем всегда было дискуссионным, поскольку CO_2 не является загрязнителем окружающей среды. Существуют его естественная и антропогенная эмиссии. Влияние антропогенной эмиссии на глобальное потепление, да и сам факт глобального потепления, вызывал многочисленные споры. В 2005–2006 гг. работы Межправительственной группы экспертов по изменению климата убедительно доказали факт глобального потепления и его зависимость от антропогенной эмиссии CO_2 .

Реализация «Рамочной Конвенции ООН об изменении климата» и Киотского протокола к ней привели к формированию в ряде стран систем управления ограничениями эмиссии CO_2 , основанных на сочетании государственных решений по размерам ограничений и сокращений, и рынков сокращений CO_2 . Можно говорить о том, что в мире формируется глобальная система управления процессом сокращения антропогенной эмиссии парниковых газов.

Борьба с глобальными изменениями климата всё в большей мере влияет на экономическую политику стран. Эта борьба становится одной из важнейших социальных целей экономической политики, определяя её эволюцию в сторону инновационной экономики и уход от сырьевой ориентации.

Поэтому проблематика ограничения выбросов парниковых газов оформилась в самостоятельную предметную область, очень тесно связанную с экологической политикой, но всё же отличающуюся от неё глобальностью подхода, комплексностью и разнообразием инструментария для решения проблем. Этот инструментарий включает в себя применение специальных моделей для глобального моделирования

вариантов развития экономико-энергетического комплекса на долгосрочный период. Наиболее известные из них – это модельный комплекс MARKAL и его усовершенствованная версия TIMES, разработанные под эгидой Международного энергетического агентства (МЭА) и применяющиеся во многих странах мира. Инструментарий ограничения и сокращения выбросов парниковых газов включает в себя комплекс мер по повышению энергоэффективности экономики, применению наилучших существующих и появляющихся технологий производства и потребления энергии, введение платы за выбросы парниковых газов и рыночных механизмов торговли сокращением выбросов CO₂.

В отличие от проблематики парниковых газов, традиционные экологические проблемы имеют преимущественно локальный и региональный характер.

К экологическим проблемам **тепловых электрических станций**, использующих для выработки электрической и тепловой энергии ископаемое топливо, относятся выбросы оксидов азота, двуокиси серы, твердых частиц, а также выбросы CO₂ в атмосферу, сбросы загрязняющих веществ в водоемы, наличие большого количества отходов золошлаковых материалов и низкий уровень их полезного использования.

Оксиды серы и оксиды азота представляют серьезную экологическую проблему. При увеличении концентрации этих загрязняющих веществ возрастает число заболеваний дыхательных путей, в первую очередь среди людей старшего поколения. Кроме оксидов серы и азота опасны для здоровья человека также аэрозольные частицы кислотного характера, содержащие сульфаты или серную кислоту (степень их опасности зависит от размеров: пыль и более крупные аэрозольные частицы задерживаются в верхних дыхательных путях, а мелкие (менее 1 мкм) капли или частицы могут проникать в самые дальние участки легких. Степень вредного воздействия пропорциональна концентрации загрязняющих веществ).

Также, в результате реакции между водой и оксидами серы (SO₂) и азота (NO_x) образуются кислотные дожди (выделяющиеся двуокись серы и окислы азота в атмосфере земли трансформируются в кислотообразующие частицы, которые вступают в реакцию с водой атмосферы, превращая ее в растворы кислот, выпадающие в качестве кислотных дождей). Кислотные дожди создают угрозу существования биосферы и самого человека, являются одной из причин гибели жизни в водоемах, лесов, урожаев и растительности, ускоряют разрушение зданий и памятников культуры, трубопроводов, понижают плодородие почв.

Твердые частицы - золы уноса тепловых электростанций в атмосферу (в объеме более 3 млн. тонн в год) также оказывают негативное воздействие на органы дыхания человека и животных, лесные угодья, водные объекты.

Зола и шлаки - золошлаковые отходы угольных ТЭС, размещаемые в золоотвалах, которые уже сейчас занимают более 22 тыс. га земельных площадей. Удаление и утилизация золошлаковых отходов - одна из основных экологических проблем угольных ТЭС. Существующая в настоящее время практика использования гидроудаления с последующим хранением золошлаковых отходов не соответствует перспективным требованиям и не позволяет эффективно использовать золошлаковые материалы в строительной индустрии, приводя к увеличению накопления золошлаков в отвалах на 25-30 млн. тонн в год.

Сбросы загрязняющих веществ в водоемы не должны превышать ассимилирующую способность водных объектов (способность принять определенную массу веществ в единицу времени без нарушения норм качества воды в контролируемом

створе или пункте водопользования), используемых для питьевого и хозяйственного водоснабжения, в рыбохозяйственных и других целях.

Выбросы CO₂: на долю электроэнергетики России приходится около четверти парниковых газов, выбрасываемых промышленными стационарными источниками. В условиях постоянного внимания со стороны международных и российских организаций вопросам изменения климата, в электроэнергетической отрасли должны жестко контролироваться уровни собственной эмиссии CO₂.

1.2 Лекция № 2 (2 часа).

Тема: «Введение. Общее представление о системах теплоснабжения»

1.2.1 Вопросы лекции:

1. Структура, классификация систем теплоснабжения промышленных предприятий. Теплофикация.
2. Системы централизованного и децентрализованного теплоснабжения. Представление об основных источниках тепла.
3. Основные направления технического развития систем теплоснабжения. Потребление тепловой энергии.

1.2.2 Краткое содержание вопросов:

- 1. Структура, классификация систем теплоснабжения промышленных предприятий. Теплофикация.*

Теплоснабжение. Промышленные предприятия потребляют тепло в виде пара или горячей воды на нужды технологии, отопления, вентиляции и горячего водоснабжения. Каждое предприятие имеет паровые или водяные тепловые сети. На многих производствах для технологического процесса требуется тепло в виде пара различных давлений и температуры. Иногда для технологических надобностей применяется вода, нагретая до температуры 150—200°C (пищевая, химическая промышленность). Отопление, вентиляция и горячее водоснабжение осуществляется паром и горячей водой; в первом случае применяют паровые отопительно-вентиляционные системы, во втором—водяные. В качестве греющего теплоносителя в системе горячего водоснабжения можно применять и пар, и горячую воду независимо от типа отопительно-вентиляционных систем.

Теплоснабжение промышленных предприятий решается устройством паровых (для технологических целей) и водяных (для отопления, вентиляции и горячего водоснабжения) тепловых сетей.

Источниками получения тепла могут быть:

ТЭЦ (теплоэлектроцентрали), расположенные на промышленной территории (теплофикация);

центральные котельные, расположенные на промышленной площадке;

районные или городские тепловые сети (паровые и водяные).

В последнем случае тепло подается от городской или районной ТЭЦ, снабжающей теплом и электроэнергией промышленные предприятия и жилые здания города.

При сооружении ТЭЦ или центральной котельной на промышленной площадке тепло и энергия от них может подаваться и на близи расположенные предприятия и жилые поселки.

В состав системы теплоснабжения входят кроме ТЭЦ или центральной котельной:

тепловые сети (паровые или водяные);

тепловые вводы в цех, системы внутреннего пароенабжения, внутренние системы отопления и вентиляции и системы горячего водоснабжения.

Схема тепловой сети определяется размещением ТЭЦ (центральной котельной) и тепловых потребителей, характером теплового потребления и видом теплоносителя. При теплоносителе-паре наиболее экономичным и достаточно надежным решением является прокладка однотрубного паропровода. Конденсат возвращается к источнику тепла по конденсатопроводу.

Дублирования водяных тепловых сетей не требуется, так как потребители тепла допускают кратковременные остановки благодаря теплоаккумулирующей способности отапливаемых зданий.

При прокладке сетей (водяных и паровых) от одного источника теплоснабжения выбирается, как правило, схема тепловых сетей минимальной протяженности с постепенным уменьшением диаметра трубопроводов по мере удаления от ТЭЦ или центральной котельной и снижением тепловой нагрузки. Такая сеть является наиболее дешевой по начальным затратам, требует наименьшего расхода металла и проста в эксплуатации.

Трасса теплопровода выбирается с учетом концентрации тепловых нагрузок, рельефа местности, существующих и проектируемых надземных и подземных сооружений, данных о характеристиках грунтов и высоте стояния грунтовых вод. Следует стремиться к прокладке трассы трубопроводов по району наиболее плотной тепловой нагрузки.

Выбор прокладки теплопровода (подземная или надземная) решается по местным условиям. Для паропроводов с давлением пара более 22 кг/см² применяется только надземная прокладка на эстакадах или высоких опорах. В остальных случаях трубопроводы сооружаются подземного типа.

Не допускается прокладка тепловых сетей в каналах или подземных тоннелях совместно с кислородопроводами, трубопроводами сжатого воздуха, легковоспламеняющихся и ядовитых жидкостей, а также с трубопроводами фекальной и ливневой канализации.

Для предупреждения затопления подземного теплопровода следует предусматривать дренаж; дренируемая вода должна отводиться из камеры теплопровода в водостоки, канализацию и другие места сброса.

Камеры обслуживания сооружают только в пунктах, требующих особого надзора (места расположения сальниковых компенсаторов, задвижек, дренажей, авторегуляторов и т. п.).

Конструкции подземных теплопроводов разделяются на канальные и бесканальные. Проходные каналы применяют на основных направлениях трассы и на выводах от ТЭЦ или центральной котельной. Через каждые 150—200 м по длине канала делаются люки, оборудованные лестницами или скобами. Каналы, проходящие вблизи производственных корпусов, имеют ответвления для соединения с корпусами. На ответвлениях каналы устраивают непроходными.

Для удешевления прокладки в отдельных случаях могут сооружаться полу-проходные каналы с габаритами, достаточными для прохода по ним в полусогнутом положении (высота в свету не менее 1,2 м).

На территории промышленных предприятий допускается прокладка тепловых сетей на стенах зданий снаружи или внутри, если при этом не нарушаются ус-

ловия техники безопасности, нормы освещенности и не требуется усиления строительных конструкций.

Насосные подстанции при водяных сетях располагают или в специальных зданиях, или в отгороженных помещениях внутри цехов поблизости от трассы водяных теплопроводов. Размеры насосной подстанции в плане обуславливаются габаритами насосных агрегатов и их размещением. Иногда находят применение заглубленные насосные станции, оборудованные в увеличенной камере обслуживания.

Аккумуляторы горячей воды применяются в случаях значительной нагрузки горячего водоснабжения для выравнивания графика нагрузки. Их выполняют металлическими и устанавливают на открытом воздухе.

Тепловые вводы в цеховые отопительно-вентиляционные системы должны выполняться в огороженных помещениях цехов или предусматриваться в зданиях помещений бытового обслуживания при производственных корпусах.

2. Системы централизованного и децентрализованного теплоснабжения. Представление об основных источниках тепла.

Различают два вида теплоснабжения – централизованное и децентрализованное. При децентрализованном теплоснабжении источник и потребитель тепла находятся близко друг от друга. Тепловая сеть отсутствует. Децентрализованное теплоснабжение разделяют на местное (теплоснабжение от местной котельной) и индивидуальное (печное, теплоснабжение от котлов в квартирах).

В зависимости от степени централизации системы централизованного теплоснабжения (ЦТС) можно разделить на четыре группы:

1. групповое теплоснабжение (ТС) группы зданий;
2. районное – ТС городского района;
3. городское – ТС города;
4. межгородское – ТС нескольких городов.

Процесс ЦТС состоит из трех операций – подготовка теплоносителя (ТН), транспорт ТН и использование ТН.

Подготовка ТН осуществляется на теплоприготовительных установках ТЭЦ и котельных. Транспорт ТН осуществляется по тепловым сетям. Использование ТН осуществляется на теплоиспользующих установках потребителей.

Комплекс установок, предназначенных для подготовки, транспорта и использования теплоносителя называется системой централизованного теплоснабжения.

Различают две основные категории потребления тепла.

1. Для создания комфортных условий труда и быта (коммунально-бытовая нагрузка).

Сюда относят потребление воды на отопление, вентиляцию, горячее водоснабжение (ГВС), кондиционирование.

2. Для выпуска продукции заданного качества (технологическая нагрузка).

По уровню температуры тепло подразделяется на:

- низкопотенциальное, с температурой до 150 $^{\circ}\text{C}$;
- среднопотенциальное, с температурой от 150 $^{\circ}\text{C}$ до 400 $^{\circ}\text{C}$;
- высокопотенциальное, с температурой выше 400 $^{\circ}\text{C}$.

Коммунально-бытовая нагрузка относится к низкопотенциальным процессам.

Максимальная температура в тепловых сетях не превышает 150 $^{\circ}\text{C}$ (в прямом трубопроводе), минимальная – 70 $^{\circ}\text{C}$ (в обратном).

Для покрытия технологической нагрузки как правило применяется водяной пар с давлением до 1.4 МПа.

В качестве источников тепла применяются тепlopодготовительные установки ТЭЦ и котельных. На ТЭЦ осуществляется комбинированная выработка тепла и электроэнергии на основе теплофикационного цикла. Раздельная выработка тепла и электроэнергии осуществляется в котельных и на конденсационных электростанциях. При комбинированной выработке суммарный расход топлива ниже, чем при раздельной.

3 Основные направления технического развития систем теплоснабжения. Потребление тепловой энергии.

Россия относится к странам с высоким уровнем централизации теплоснабжения, что обусловлено технической политикой Советского Союза. Энергетическое, экологическое и техническое преимущество централизованного теплоснабжения над автономным в условиях монополии государственной собственности считалось априорным. Автономное и индивидуальное теплоснабжение отдельных домов было выведено за рамки энергетики и развивалось по остаточному принципу.

В системе централизованного теплоснабжения большое распространение получили ТЭЦ – предприятия по комбинированной выработке электроэнергии и теплоты. Технологически ТЭЦ ориентированы на приоритет электроснабжения, по-путно производимое тепло востребовано в большей степени в холодный период года, сбрасываемое в окружающую среду – в теплый период. Гармонизировать режимы производства тепловой и электрической энергии с режимами их потребления удается далеко не всегда. Тем не менее, высокий уровень большой энергетики предопределил «технологическую независимость» и даже определенный экспортный потенциал страны, чего нельзя сказать о малой теплоэнергетике. Низкие цены на топливные ресурсы, экономически не обоснованная цена тепловой энергии не способствовали развитию технологий «малого» котлостроения. До настоящего времени миллионы сельских жителей в качестве источников тепла используют глиняные или кирпичные печи с коэффициентом энергетической эффективности, не превышающим 30–40%.

К числу основных факторов, определяющих перспективы развития теплоснабжения в России, следует отнести:

1. Курс на реструктуризацию единой энергетической системы с формированием 3-уровневой системы предприятий: производители тепла, тепловые сети и продавцы энергии. Реструктуризация будет сопровождаться переделом собственности в энергетическом комплексе в пользу частного предпринимательства. Ожидается привлечение крупных инвестиций, в том числе из-за рубежа. В данном случае реструктуризация затронет «большую» энергетику.

2. Жилищно-коммунальная реформа, связанная с сокращением и снятием дотаций населению в оплате коммунальных услуг, в том числе тепловой энергии.

3. Стабильный рост экономики в строительном комплексе.

4. Интеграция в экономику страны передовых теплоэнергетических технологий западных стран.

5. Пересмотр нормативно-правовой базы теплоэнергетики с учетом интересов крупных инвесторов.

6. Приближение внутренних цен на топливно-энергетические ресурсы к мировым. Формирование на внутреннем рынке «дефицита» топливных ресурсов экспортного потенциала, в первую очередь – природного газа и нефти. Увеличение доли угля и торфа в топливном балансе страны.

7. Формирование баланса муниципальных и рыночных механизмов организации и управления теплоснабжением регионов.

В ближайшее время следует ожидать рост доли малой теплоэнергетики: автономных котельных до 5 МВт и бытовых котельных до 100 кВт. Предпосылками такого прогноза являются:

- сдерживание строительства объектов ограниченным ресурсом централизованного теплоснабжения;
- достаточность сравнительно небольших инвестиций в малую теплоэнергетику;
- привлекательность российского рынка малых котлов для иностранных поставщиков; при перепроизводстве малых котлов в Европе и Америке российские производители в основной массе не составляют им конкуренцию по эффективности, экологии и дизайну;
- заинтересованность крупных поставщиков топливно-энергетических ресурсов в создании собственной энергетической инфраструктуры как альтернативы энергетическим монополистам. Располагая «лимитами» на поставку газа и легкого жидкого топлива, такие комплексы могут быть заинтересованы в региональной монополизации высокорентабельного технологического сектора малой теплоэнергетики.

Дискуссия о стратегии развития теплоснабжения в России свидетельствует о широком спектре мнений и оценок специалистов, нередко прямо противоположных. Одни считают развитие автономного и индивидуального теплоснабжения порочной тенденцией, ведущей к снижению надежности и безопасности обеспечения потребителей тепловой энергией, к ухудшению экологии застройки. Другие заявляют о том, что централизованное теплоснабжение от РТС и квартальных котельных отживаеет свой век из-за низкой энергетической эффективности. Как правило, и те и другие делают глобальные выводы на основе частных сравнительных оценок конкретных проектов, зачастую выполненныхими же самими.

Корректный анализ энергетической эффективности систем теплоснабжения базируется на подходе к системе теплоснабжения как к единому теплоэнергетическому комплексу, в котором все составные элементы – и источники тепла, и тепловые сети, и системы теплопотребления, и системы управления – функционально связаны и взаимно влияют друг на друга.

Одна из попыток проанализировать эффективность теплоснабжения в стране предпринята в национальном докладе «Теплоснабжение Российской Федерации. Пути выхода из кризиса», подготовленного в рамках проекта «Глобального экологического фонда» и Программы развития ООН.

В докладе приведена информация о теплоснабжении во многих регионах страны, странах СНГ, вскрываются причины по существу кризисного состояния отрасли, анализируется положительный опыт и перспективы развития теплоэнергетического комплекса. В работе подчеркивается, что в стране, включающей в себя регионы, резко отличающиеся по климатическим условиям, топливно-

энергетическим ресурсам, социально-экономическому положению, единых универсальных технологических решений теплоснабжения быть не может. Программа действий должны включать и совершенствование централизованного теплоснабжения и развития современных систем автономного и индивидуального теплоснабжения; в каких масштабах и пропорциях – решается непосредственно в регионах на основе глубокого комплексного анализа.

В докладе выносятся на обсуждение методические подходы к паспортизации систем теплоснабжения и разработке программы развития теплоснабжения региона.

Таблица 1 - Региональная структура управления системой теплоснабжения



Основные элементы структуры управления, которые должны найти отражение в паспорте:

1. Перечень и основные характеристики организаций, входящих в структуру теплоснабжения, их функциональные обязанности и задачи, численность, фонд оплаты труда, техническая вооруженность.
2. Взаимосвязи между организациями, характеристика договорных отношений.
3. Распределение финансовых потоков.
4. Механизм формирования нормативно-законодательной базы, регулирующей отношения в сфере теплоснабжения.
5. Система принятия решений и распределения ответственности за их реализацию.
6. Сроки полномочий отдельных структур управления.
7. Система отношений с неподконтрольными администрации субъектами системы теплоснабжения (топливно-энергетическими монополиями и частными компаниями, федеральными надзорно-разрешительными органами, ведомственными структурами).
8. Механизм взаимодействия с региональной энергетической комиссией.

Наличие достаточно подробной структуры управления позволит в первую очередь администрации и законодательной власти выявить «узкие» места, устранить излишние и дублирующие звенья, сопоставить действенность структуры с эффективными аналогами в других регионах.

Следует обратить особое внимание на то обстоятельство, что наиболее распространенный способ «экономии» топливно-энергетических ресурсов – снижение графика отпуска тепла – на практике приводит не к экономии, а к издержкам, т. к.:

- возрастают сверхнормативное электропотребление;
- в качестве отопительных приборов используются бытовые газовые плиты, что наносит ущерб здоровью населения;
- на порядок возрастают пожароопасность жилища из-за использования кустарных обогревателей, включая «буржуйки»;
- промораживаются и выходят из строя тепловые сети и сети систем теплопотребления.

В общем случае система теплоснабжения региона включает в себя следующие источники теплоснабжения:

- теплоэлектроцентрали;
- районные тепловые станции;
- квартальные котельные или тепловые станции;
- автономные источники теплоснабжения;
- индивидуальные источники теплоснабжения.

В паспорте системы теплоснабжения должны быть отражены следующие показатели, характеризующие источники теплоснабжения:

- удельный расход условного топлива на выработку тепла;
- коэффициент полезного действия как отношение количества выработанного тепла за год к теплотворной способности сожженного топлива;
- потери тепла за год на собственные нужды источника теплоснабжения;
- потери тепла на подпитку теплоносителя за год;
- выбросы вредных веществ в атмосферу за год (CO_2 , CO , NO_x , сернистые соединения, унос зоны);
- степень использования установочной мощности источника теплоснабжения в расчетных условиях;
- степень износа основного оборудования источника теплоснабжения;
- себестоимость производства тепловой энергии источником теплоснабжения, включая топливную, амортизационную и эксплуатационную составляющие за год;
- отпускная стоимость тепловой энергии источника теплоснабжения, включая себестоимость, прибыль (убытки) и направление ее реализации.

К сожалению, приходится признать, что во многих регионах преобладающим критерием при выборе источника теплоснабжения являются сиюминутные финансовые интересы инвестора-застройщика, а отнюдь не региона. И именно законодательно утвержденная схема теплоснабжения может стать сдерживающим фактором вседозволенности в области теплоснабжения.

1.3 Лекция № 3 (2 часа).

Тема: «Потребители пара и горячей воды»

1.3.1 Вопросы лекции:

1. Технологические потребители пара и горячей воды. Характерные режимы и графики теплопотребления, параметры пара и горячей воды.
2. Отопление промышленных и жилых, общественных зданий, Определение расчетного расхода тепла на отопление по методу укрупненных показателей.

3. Часовые, суточные, и годовые графики тепловой нагрузки на отопление, вентиляцию и горячее водоснабжение, их построение.

1.3.2 Краткое содержание вопросов:

1. Технологические потребители пара и горячей воды. Характерные режимы и графики теплопотребления, параметры пара и горячей воды.

Промышленные предприятия являются круглогодовыми потребителями технологического пара и горячей воды и одновременно сезонными потребителями теплоты с горячей водой для отопления и вентиляции. Следует отметить преобладающую роль технологического пара в общем балансе теплоснабжения предприятий. Доля расхода теплоты на технологические нужды в общем балансе теплоснабжения составляет для нефтеперерабатывающей и нефтехимической промышленности 90—97, для текстильной 80—90, для резиновой, кожевенно-обувной 70—80, для пищевой 70—80% и т. д. Частично такое соотношение объясняется использованием вторичной теплоты для целей отопления и горячего водоснабжения.

Зависимость потребления технологического пара от наружной температуры воздуха. В настоящее время имеется и вводится в работу большое число нефтеперерабатывающих, нефтехимических, химических комплексов, потребляющих устойчиво и непрерывно большие количества технологического пара.

Пароснабжение таких потребителей должно обеспечиваться с высокой надежностью, так как перерывы в подаче пара или даже снижения подачи влекут за собой большой материальный ущерб, нарушение технологического процесса и даже опасность возникновения пожаров.

Подобные крупные потребители технологического пара получают его от специальных тэц, которые называются промышленными тэц. В виде примера можно назвать Нижнекамские тэц № 1 и 2, стерлитамакскую тэц, тобольскую тэц и много других. Такие тэц имеют в своем составе турбины с противодавлением Р-50-130/15, Р-100-130/15, турбины с промышленным и отопительным отборами ПТ-60-130/13; ПТ-80-130/13; ПТ-135-130/13 и турбины только с отопительными отборами Т-100-130 и др. Подобные тэц в качестве топлива используют мазут, природный газ, уголь.

Применяется тепловая схема с поперечными связями, что позволяет устанавливать однотипные котлы и присоединять БРОУ к переключательной паровой магистрали.

Потребление технологического пара зависит от температуры наружного воздуха. Поэтому промышленные отборы пара надо рассчитывать на минимальную нагрузку, а пиковую нагрузку покрывать за счет РОУ или специальных пиковых паровых котлов. Отношение расходов пара ZnHOM к DMaKC называется коэффициентом теплофиксации по технологическому пару. На технологию требуется пар различного давления: 0,6; 1,0; 1,3; 1,5 МПа. Иногда требуется пар высокого давления (3,5; 10 МПа), но в сравнительно небольших количествах. Такой пар отпускается через РОУ.

2. Отопление промышленных, жилых и общественных зданий. Определение расчетного расхода тепла на отопление по методу укрупненных показателей.

Отопление помещений жилых и общественных зданий будет наиболее экономически эффективным при использовании воздушного отопления.

Каждое помещение требует индивидуального подхода для реализации системы отопления с минимальными затратами, максимальной экономичностью и опти-

мальной функциональностью. Наша компания осуществляет проектирование систем, монтаж оборудования, наладку, запуск и обслуживание систем **отопления помещений** для любых объектов. Мы устанавливаем системы отопления в таких помещениях, как магазины, бары, рестораны, торговые центры, залы, клубы, кафе, кинотеатры, спортивные сооружения (например бассейны), а также в любых жилых помещениях.

Во всех помещениях климатическая система прежде всего должна выполнять три главные функции:

- вентиляции – это подача свежего воздуха, очищенного от пыли, а так же удаление отработанного воздуха;
- отопления – подогрев воздуха до комнатной (заданной) температуры;
- кондиционирования – охлаждение воздуха до комфортной (заданной) температуры.

Воздушное отопление помещений и общественных зданий в сочетании с вентиляцией и кондиционированием – наиболее рациональная и универсальная система. В этом случае на вход газового (жидкотопливного или электрического) воздухонагревателя подаётся смесь свежего (предварительно очищенного) и рециркуляционного воздуха. Там она нагревается, примерно до температуры 40°C, и раздаётся по системе воздуховодов во все помещения. Сразу за воздухонагревателем в воздуховод врезается испарительный блок кондиционера, который в летнее время охлаждает воздух для всего коттеджа. Установив, в воздуховоде увлажнитель воздуха легко создать климат, как с заданной температурой, так и заданной влажностью.

Благодаря различным системам управления, печи воздушного отопления имеют возможность автоматически поддерживать заданную температуру в помещении в разные периоды суток (суточная программа) и по дням недели (недельная программа). Такую систему отличает относительно невысокая стоимость и очень малая инерционность. В помещение поступает только очищенный через специальные фильтры воздух.

Автоматический контроль температуры и влажности в помещениях осуществляет переход системы с режима отопления в режим кондиционирования не ощущимо для человека. Универсальность такой системы, ее стоимость и надежность стали определяющими факторами в строительных компаниях США и Канады, где 80% домов и квартир оборудованы центральным воздушным отоплением и центральным кондиционированием.

В тех случаях, когда требуется знать ориентировочную тепловую нагрузку системы отопления, удобно при подсчете теплопотерь пользоваться удельными тепловыми характеристиками зданий — q_0 , значения которых изменяются обратно пропорционально объему здания и зависят от его назначения.

Максимальный расход тепла на отопление по укрупненным измерителям определяют по формуле:

$$Q = q_0 a (t_{cp} - t_{nap}) V_n \text{ Bm (1)}$$

где q_0 - удельная тепловая характеристика на отопление, Bt/m^3 , принимаемая по табл. 1;

a - поправочный коэффициент на изменение удельной тепловой характеристики в зависимости от местных климатических условий (табл. 2);

t_{cp} - усредненная расчетная внутренняя температура отапливаемых помещений;

t_{nap} - расчетная наружная температура согласно СНиП 2.04.05-91*.

V_n - строительная кубатура отапливаемого здания, м³.

Табл.1 Удельная тепловая характеристика на отопление, Вт/м³

Здания	Объем зданий V ,тыс.м ³	Удельная тепловая характеристика на отопление, q ₀ Вт/м ³
Жилые дома, гостиницы	≤3	0,37
	5	0,33
	10	0,29
	15	0,27
	20	0,25
	25	0,24
	30	0,24
	≥30	0,23
Административные здания	≤5	0,37
	10	0,33
	15	0,31
	≥15	0,28
Детские сады и ясли	≤5	0,33
	≥5	0,3
Поликлиники	≤5	0,35
	10	0,31
	15	0,28
	≥15	0,26
Больницы	≤5	0,35
	10	0,31
	15	0,28
	≥15	0,26
Бани	≤5	0,24
	10	0,22
	≥10	0,20
Предприятия общественного питания	≤5	0,30
	10	0,29
	≥10	0,26

Табл.2 Значение коэффициента a

t_n	a	t_n	a	t_n	a
-10	1,45	-25	1,08	-40	0,9
-15	1,29	-30	1	-45	0,85
-20	1,17	-35	0,95	-50	0,82

1.4 Лекция № 4 (2 часа).

Тема: «Тепловой расчет сетей»

1.4.1 Вопросы лекции:

1. Задачи теплового расчета. Основные расчетные зависимости.
2. Тепловые потери трубопроводами.
3. Падение температуры теплоносителя по длине трубопровода. Методы определения толщины изоляции.

1.4.2 Краткое содержание вопросов:

1. Задачи теплового расчета. Основные расчетные зависимости.

В задачу теплового расчета входит решение следующих вопросов: определение тепловых потерь теплопровода; расчет температурного поля вокруг теплопровода, т.е определение температур изоляции, воздуха в канале, стен канала, грунта;

расчет падения температуры теплоносителя вдоль теплопровода; выбор толщины тепловой изоляции теплопровода.

Количество теплоты от одного погонного метра теплопровода, проходящей в единицу времени через цепь последовательно соединенных термических сопротивлений, вычисляется, в соответствии с общими представлениями о передаче теплоты через ограждающую стенку, по формуле:

$$q = (\tau - t_0) / \sum n_i = 1 R_i \sum i = 1 n_i R_i ,$$

где q - удельные тепловые потери теплопровода, Вт/м ; τ - температура теплоносителя, $^{\circ}\text{C}$; t_0 - температура окружающей среды, $^{\circ}\text{C}$; $\sum n_i = 1 R_i \sum i = 1 n_i R_i$ - суммарное термическое сопротивление цепи теплоноситель – окружающая среда (термическое сопротивление изоляции теплопровода), $\text{м} \cdot \text{К}/\text{Вт}$.

При тепловом расчете тепловых сетей как правило приходится определять тепловые потоки через слои и поверхности цилиндрической формы. Удельные тепловые потери и термические сопротивления относятся обычно к единице длины теплопровода.

В теплоизолированном трубопроводе, окруженном наружным воздухом, теплота должна пройти минимум через четыре последовательно соединенных сопротивления: (внутреннюю поверхность рабочей трубы, стенку трубы, слой изоляции и наружную поверхность изоляции). Так как суммарное сопротивление равно арифметической сумме последовательно соединенных сопротивлений, то

$$R = R_b + R_{tp} + R_i + R_h, \quad (3.2)$$

где R_b, R_{tp}, R_i, R_h - термические сопротивления внутренней поверхности рабочей трубы, стенки трубы, слоя изоляции и наружной поверхности изоляции, $\text{м} \cdot \text{К}/\text{Вт}$.

В тепловом расчете встречается два вида термических сопротивлений:

- сопротивление поверхности (в рассмотренном примере R_b, R_h);
- сопротивление слоя (в рассмотренном примере R_{tp}, R_i)

В изолированных теплопроводах основное значение имеет термическое сопротивление слоя тепловой изоляции.

2. Тепловые потери трубопроводами.

Определение потерь тепла при транспортировке теплоносителя является задачей, результаты которой влияют на правильный выбор источника теплоэнергии. Определение действительных потерь тепловой энергии трубопроводами и сравнение их со стандартными величинами позволяет своевременно произвести ремонт теплотрассы с заменой труб или их теплоизоляции.

По существующим методикам в расчетах нормативных потерь тепла учитываются длина и диаметр трубопровода, температура носителя, температура окружающей среды. Значения относительных потерь тепла приводятся к величинам, кратным пяти. Данная методика мало соответствует действительности, поскольку не берет в расчет реальное состояние изоляции трубопроводов и утечки самого теплоносителя.

Однако, даже получив уточненные благодаря учету всех величин данные на всей протяженности значительной по длине трассы, нельзя говорить о достоверности этих данных для конкретного участка трубопровода.

Помимо основных параметров: протяженности и диаметра трубопровода, температуры носителя, воздуха и грунта, состояния изоляционного покрытия, на величину тепловых потерь существенное влияние оказывают скорость движения теплоносителя по трубе и количество и мощность потребителей, которые подсоединенны к трассе. В случае наличия в системе мелких, находящихся на значительных расстояниях потребителей, потери тепла ощутимо возрастают. А компактная с несколькими крупными потребителями система практически не имеет теплопотерь.

Поэтому, если произведенный расчет тепловых потерь трубопроводов показывает значительные теплопотери для удаленных мелких потребителей, то целесообразной становится задача перевода таких сооружений на индивидуальное отопление. Эта методика также дает возможность определить участки наибольших потерь и показать экономический эффект от замены данного участка трубы.

Подобное обследование теплопотерь точнее и удобнее всего производить при наличии у потребителей, хотя бы у большинства из них, теплосчетчиков. Самым приемлемым вариантом является теплосчетчик с часовым сохранением данных в архиве.

Полученная благодаря счетчикам информация позволяет легко определить температуру теплоносителя в различных точках сети и его расход. Проведенные обследования и сравнение полученных данных показывают, что трубопроводы, проложенные в непроходных каналах и находящиеся в эксплуатации более 15 лет, имеют теплопотери, в 1,5 – 2 раза превышающие нормативные величины. Эти результаты действительны для труб, на которых нет видимых повреждений. А трубопроводы с видимыми повреждениями имеют теплопотери, в 4 – 6 раз превосходящие величины, заложенные нормами.

В качестве расчетной можно предложить формулу, учитывающую наличие теплоизоляции, ее толщину и физические свойства.

$$Q = 2\pi * K_{tp} * L * (Tr - Tu) / Ln^* (D/d)$$

В этой формуле Q – это величина тепловых потерь, Вт; К_{tp} – коэффициент теплопроводности изоляционного материала, Вт/м²*с; L – протяженность трубопровода, м; Tr – температура теплоносителя; Tu – температура окружающей среды; π – число «пи»; D – наружный диаметр трубопровода с изоляцией; d – наружный диаметр трубы без изоляционного покрытия.

Данная формула позволяет с достаточно высокой степенью достоверности вычислить величину теплопотерь трубопроводом.

3 Падение температуры теплоносителя по длине трубопровода. Методы определения толщины изоляции.

Выполнение вычислений по определению толщины теплоизоляционного слоя цилиндрических поверхностей – процесс достаточно трудоемкий и сложный. Если вы не готовы доверить его специалистам, следует запастись вниманием и терпением для получения верного результата. Самый распространенный способ расчета теплоизоляции труб – это вычисление по нормируемым показателям тепловых потерь. Дело в том, что СНиПом установлены величины потерь тепла трубопроводами разных диаметров и при различных способах их прокладки:

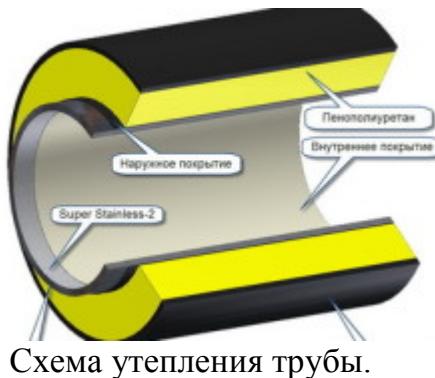


Схема утепления трубы.

- открытым способом на улице;
- открыто в помещении или тоннеле;
- бесканальным способом;
- в непроходных каналах.

Суть расчета заключается в подборе теплоизоляционного материала и его толщины таким образом, чтобы величина тепловых потерь не превышала значений, прописанных в СНиПе. Методика вычислений также регламентируется нормативными документами, а именно – соответствующим Сводом Правил. Последний предлагает несколько более упрощенную методику, нежели большинство существующих технических справочников. Упрощения заключены в таких моментах:

1. Потери теплоты при нагреве стенок трубы транспортируемой в ней средой ничтожно малы по сравнению с потерями, которые теряются в слое наружного утеплителя. По этой причине их допускается не учитывать.
2. Подавляющее большинство всех технологических и сетевых трубопроводов изготовлено из стали, ее сопротивление теплопередаче чрезвычайно низкое. В особенности если сравнивать с тем же показателем утеплителя. Поэтому сопротивление теплопередаче металлической стенки трубы рекомендуется во внимание не принимать.

Методика просчета однослоевой теплоизоляционной конструкции

Основная формула расчета тепловой изоляции трубопроводов показывает зависимость между величиной потока тепла от действующей трубы, покрытой слоем утеплителя, и его толщиной. Формула применяется в том случае, если диаметр трубы меньше чем 2 м:

Формула расчета теплоизоляции труб.

$$\ln B = 2\pi\lambda [K(t_r - t_o) / q_L - R_h]$$

В этой формуле:

- λ – коэффициент теплопроводности утеплителя, Вт/(м \square С);
- K – безразмерный коэффициент дополнительных потерь теплоты через крепежные элементы или опоры, некоторые значения K можно взять из Таблицы 1;
- t_r – температура в градусах транспортируемой среды или теплоносителя;
- t_o – температура наружного воздуха, \square С;
- q_L – величина теплового потока, Вт/ m^2 ;
- R_h – сопротивление теплопередаче на наружной поверхности изоляции, ($m^2 \square C$) / Вт.

Метод определения по заданной величине снижения температуры теплоносителя

Задача такого рода часто ставится в том случае, если до конечного пункта назначения транспортируемая среда должна дойти по трубопроводам с определенной температурой. Поэтому определение толщины изоляции требуется произвести на заданную величину снижения температуры. Например, из пункта А теплоноситель выходит по трубе с температурой 150°C, а в пункт Б он должен быть доставлен с температурой не менее 100°C, перепад не должен превысить 50°C. Для такого расчета в формулы вводится длина 1 трубопровода в метрах.

Вначале следует найти полное сопротивление теплопередаче R_n всей теплоизоляции объекта. Параметр высчитывается двумя разными способами в зависимости от соблюдения следующего условия:

Если значение $(t_{\text{т.нач}} - t_0) / (t_{\text{т.кон}} - t_0)$ больше или равно числу 2, то величину R_n рассчитывают по формуле:

$$R_n = 3.6Kl / GC \ln [(t_{\text{т.нач}} - t_0) / (t_{\text{т.кон}} - t_0)]$$

В приведенных формулах:

- К – безразмерный коэффициент дополнительных потерь теплоты через крепежные элементы или опоры (Таблица 1);
- $t_{\text{т.нач}}$ – начальная температура в градусах транспортируемой среды или теплоносителя;
- t_0 – температура окружающей среды, °C;
- $t_{\text{т.кон}}$ – конечная температура в градусах транспортируемой среды;
- R_n – полное тепловое сопротивление изоляции, ($\text{м}^2 \text{ °C}$) / Вт
- l – протяженность трассы трубопровода, м;
- G – расход транспортируемой среды, кг/ч;
- С – удельная теплоемкость этой среды, кДж/(кг °C).

Теплоизоляция стальной трубы из базальтового волокна

В противном случае выражение $(t_{\text{т.нач}} - t_0) / (t_{\text{т.кон}} - t_0)$ меньше числа 2, величина R_n высчитывается таким образом:

$$R_n = 3.6Kl [(t_{\text{т.нач}} - t_{\text{т.кон}}) / 2 - t_0] : GC (t_{\text{т.нач}} - t_{\text{т.кон}})$$

Обозначения параметров такие же, как и в предыдущей формуле. Найденное значение термического сопротивления R_n подставляют в уравнение:

$\ln B = 2\pi\lambda (R_n - R_h)$, где:

- λ – коэффициент теплопроводности утеплителя, Вт/(м °C);
- R_h – сопротивление теплопередаче на наружной поверхности изоляции, ($\text{м}^2 \text{ °C}$) / Вт.

После чего находят числовое значение В и делают расчет изоляции по знакомой формуле:

$$\delta = d_{\text{из}} (B - 1) / 2$$

В данной методике просчета изоляции трубопроводов температуру окружающей среды t_0 следует принимать по средней температуре самой холодной пятидневки. Параметры К и R_h – по приведенным выше таблицам 1,2. Более развернутые таблицы для этих величин имеются в нормативной документации (СНиП 41-03-2003, Свод Правил 41-103-2000).

1.5 Лекция № 5 (2 часа).

Тема: «Системы пароснабжения предприятий»

1.5.1 Вопросы лекции:

1. Схемы систем пароснабжения, их особенности и режим работы.
2. Основные элементы и оборудование систем пароснабжения.
3. Схемы сбора и возврата конденсата на предприятии, режим работы оборудования.

1.5.2 Краткое содержание вопросов:

1. Схемы систем пароснабжения, их особенности и режим работы.

Система пароснабжения — система для генерации и транспортировки пара. Состоит из трубопроводов (паропроводов) и паровых котлов или парогенераторов. Применяется на предприятиях, использующих пар в качестве технологического продукта или энергоносителя, например, на тепловых или атомных электростанциях, на заводах железобетонных изделий, в пищевой промышленности, в системах парового отопления и мн. др.

Транспортировка пара

Паропроводы служат для передачи пара от места получения или распределения к месту его потребления (например, от паровых котлов к турбинам, от отборов турбины к технологическим потребителям, в отопительную систему и т. д.)

Паропроводы монтируют из стальных труб, которые соединяют на сварке. Для снятия напряжения в трубах при температурных удлинениях используют компенсаторы теплопроводов или естественную компенсацию, обеспечивающую изгибами трубы.

Для сокращения потерь теплоты транспортируемого пара паропроводы покрывают тепловой изоляцией. На пром. площадках обычно применяют надземную прокладку паропровода, которая дешевле подземной и позволяет непосредственно наблюдать за состоянием паропровода. В большинстве случаев используют совместную прокладку П. с другими трубопроводами на общих опорах. На участках, где надземная прокладка невозможна или экономически невыгодна, применяют подземную прокладку.

Паропроводы прокладывают с уклоном не менее 0,002. При движении пара против уклона его принимают равным 0,01. При пуске П., когда пар подают в холодный трубопровод (после завершения стр-ва или ремонта), происходит значит. конденсация пара, теплота от к-рой идет на разогрев П. (с изоляцией). Образовавшийся конденсат удаляют в дренаж. При работе паропровода в стационарном режиме пар также частично конденсируется, восполняя потери теплоты через изоляцию. Различают пусковой и пост, дренаж. Первый — без возврата конденсата, второй — с возвратом. Пост, дренаж предусматривают в нижних точках П. и перед его вертик. подъемами; пусковой — в тех же точках, что и пост., и на прямых участках П.: через 400—500 м — при совпадении уклона с движением пара и через 200—300 м — при встречном уклоне. Для пускового дренажа к паропроводу приваривают штуцеры, на к-рых устанавливают задвижки или вентили. При постоянном дренаже конденсат отводят через конденсатоотводчики в рядом пролож. конденсатопровод. Давление в паропроводе должно быть больше давления в напорном конденсатопроводе не менее чем на 0,1 МПа.

При расчете паровых сетей необходимо учитывать изменение плотности пара с падением давления.

Плотность насыщенность пара при транспортировании рассчитывают не по законам идеальных газов, т.к. их использование приводит к значительным ошибкам.

При расчете П. плотность пара определяют в зависимости от давления по таблицам водяного пара. Т.к. давление пара в свою очередь зависит от гидравлич. потерь, П. рассчитывают методом итераций. Вначале задаются потерей давления на участке, определяют среднее давление пара в нем и по нему с помощью таблиц устанавливают плотность пара. Далее рассчитывают действит. потери давления. Если получ. значение потерь давления существенно расходится с предварительно принятым, то расчет повторяется. Число итераций зависит от требуемой точности расчета.

Паропровод от парового котла к турбине на электростанциях называют «главным» паропроводом, или паропроводом «острого» пара.

Основными элементами паропровода являются стальные трубы, соединительные элементы (фланцы, отводы, колена, тройники), запорная и запорно-регулирующая арматура (задвижки, клапаны), дренажные устройства, компенсаторы теплового удлинения, опоры, подвески и крепления, тепловая изоляция.

Трассировка производится с учетом минимизации потерь энергии из-за аэродинамического сопротивления парового тракта. Соединение элементов паропроводов производится сваркой. Фланцы допускаются только для соединения паропроводов с арматурой и оборудованием. Во избежание потерь энергии на паропроводах устанавливают минимум запорно-регулирующей арматуры. На главных паропроводах электростанций устанавливают стопорные и регулирующие клапаны, которые являются основными средствами включения и регулирования мощности турбины.

Опоры и подвески паропроводов устраивают подвижными и неподвижными. Между соседними неподвижными опорами на прямом участке устанавливают лирообразные или П-образные компенсаторы, которые снижают последствия деформации паропровода под воздействием нагрева (1 м паропровода удлиняется в среднем на 1,2 мм при нагреве на 100°). Для уменьшения попадания капель конденсата в паровые двигатели (особенно в турбины) паропроводы устанавливают с уклоном и снабжают т.н. «конденсационными горшками», которые улавливают конденсат, образующийся в трубах, а также устанавливают различные сепарационные устройства в паровом тракте. Горизонтальные участки трубопровода должны иметь уклон не менее 0,004. Все элементы трубопроводов с температурой наружной поверхности стенки выше 55 °С, расположенные в доступных для обслуживающего персонала местах, должны быть покрыты тепловой изоляцией. Тепловая изоляция сокращает также потери тепла в атмосферу. Поскольку при высокой температуре стали проявляется ползучесть (крип), для контроля за деформациями паропроводов к поверхности привариваются бобышки. Эти места должны иметь съемную изоляцию. Изоляцию паропроводов покрывают, как правило, жестяными или алюминиевыми кожухами.

Паропроводы являются опасным производственным объектом и должны быть зарегистрированы в специализированных регистрирующих и надзорных органах (в России — территориальном управлении Ростехнадзора). Разрешение на эксплуатацию вновь смонтированных паропроводов выдается после их регистрации и технического освидетельствования. Во время эксплуатации периодически производится техническое освидетельствование и гидравлические испытания паропроводов.

Паровой котел — устройство, предназначенное для получения пара (как правило, водяного) с давлением выше одной атмосферы за счет теплоты, получаемой

при сгорании топлива, а также теплоты отходящих газов и теплоты конденсата (котлы конденсатного типа).

Тепловая энергия, подводимая к паровому котлу, может представлять собой тепло от сгорания топлива, электрическую, ядерную, солнечную или геотермальную энергию. Поскольку котел дает только насыщенный пар, его следует отличать от парогенератора, в состав которого в качестве неотъемлемых и необходимых агрегатов могут входить пароперегреватели, экономайзеры и воздухоподогреватели. Котлы применяются как источники пара для отопления зданий и питания технологического оборудования в промышленности, а также машин и турбин, приводящих в действие электрогенераторы. Самые малые паровые котлы бытового назначения дают ок. 20 кг пара в час при давлениях порядка атмосферного. В то же время котлы крупнейших электростанций производят до 4500 т пара в час при давлениях до 28 МПа. Такие давления называются сверхкритическими, поскольку они превышают критическое давление воды (22,1 МПа), при котором вода превращается в пар. Большой паровой котел такого типа может, потребляя несколько сот тонн пылевидного угля в час, производить столько пара при 550°C, сколько необходимо для выработки 1300 МВт электроэнергии. На рисунках представлены схемы (с указанием основных агрегатов) одного газотрубного и двух водотрубных котлов. Во всех этих котлах имеется топочная камера, в которой сжигается топливо. Горячие газообразные продукты горения уходят из зоны горения и на своем пути омывают поверхности парообразующих (кипятильных) труб, расположенных в газовом тракте. Проходя по шахте котла, эти газы охлаждаются от максимальной температуры в топочной камере до самой низкой в дымоходе. Тепло, отдаваемое газами, поглощается водой, которая нагревается и испаряется. Процесс испарения вызывает естественную циркуляцию (принудительная циркуляция создается механическими средствами — насосами).

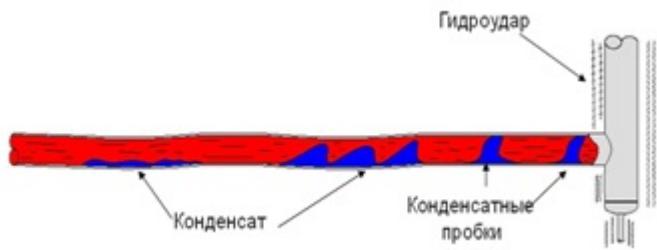
2. Основные элементы и оборудование систем пароснабжения.

Типоразмер паропровода

Выбор типоразмера паропровода должен осуществляться с соблюдением допустимых скоростей пара. Рекомендуемая скорость пара 15-40 м/с. При снижении давления необходимо учитывать увеличение объема пара. Таким образом, диаметр паропровода за редукционным клапаном (регулятором давления после себя) должен быть больше и рассчитываться с учетом сохранения скорости пара в диапазоне 15-40 м.с.

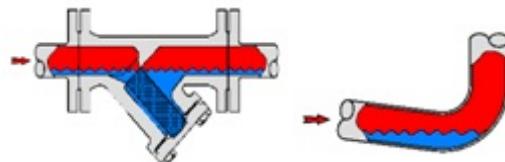


Одной из проблем возникающих в системах **пароснабжения**, является гидроудар. Основными причинами которого является избыток конденсата или высокая скорость пара. Причем, зачастую вторая причина является следствием первой, из-заужения сечения трубопровода.



Для того чтобы избежать возникновение гидроударов, нужно обратить внимание на следующие моменты:

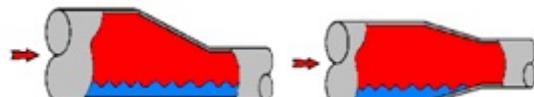
установка конденсатоотводчиков должна производится не только за потребителями пара, но и на протяжении всего паропровода (рекомендуемый интервал на ровных участках 50 метров).



перед подъемами паропровода также должны устанавливаться конденсатоотводчики, по возможности, желательно избегать обратного потока, а также провисания трубопроводов и образования не дренируемых карманов в паропроводе (установка фильтра на паропроводе должна осуществляться крышкой вбок).

не рекомендуется использование эксцентрических сужений паропровода

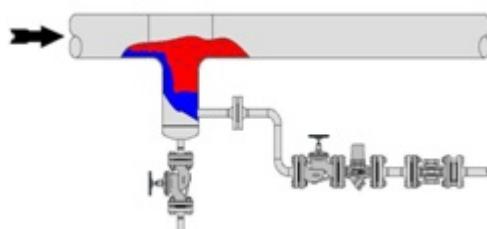
давление в конденсатной линии должно быть достаточным для удаления конденсата за конденсатоотводчиками, при необходимости нужно организовать перекачку конденсата с помощью насоса.



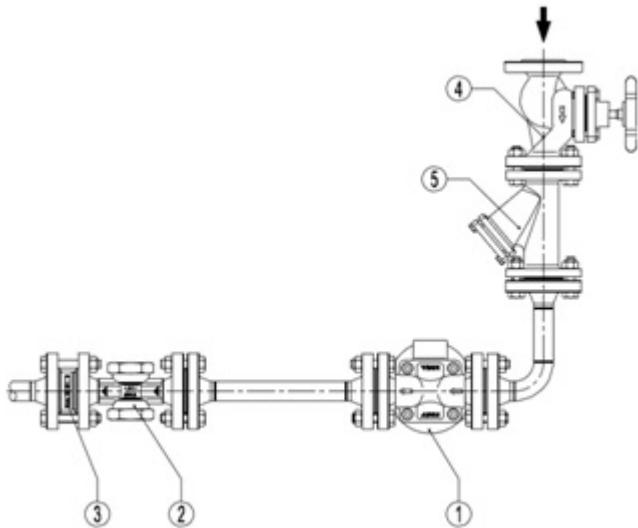
в случае использования пара с различными значениями давления, рекомендуется использовать несколько линий возврата конденсата, во избежание передавливания конденсатом с линии более высокого давления.

в качестве запорной арматуры предпочтительно использовать вентили (малая скорость открытия), в случае использования шаровых кранов, рекомендуется использовать червячный редуктор.

для качественного дренирования паропровода, конденсатоотводчики должны устанавливаться с использованием дренажных карманов, а также с соответствующей обвязкой (обратный клапан за конденсатоотводчиком, предотвращает попадание конденсата в паропровод при остановках системы).



Минимальная комплектация узла отвода конденсата, включает в себя следующие позиции:



1. конденсатоотводчик,
2. смотровое стекло,
3. обратный клапан,
4. вентиль запорный,
5. фильтр сетчатый.

Конденсатоотводчики

Конденсатоотводчик, как элемент пароконденсатной системы, необходим для того, чтобы автоматически осуществлять отвод конденсата. Это позволяет предотвратить возникновение гидроударов и избежать незапланированного снижения давления на потребителе из-за повышенного сопротивления вследствие сужения сечения паропровода.

Кроме того, избыток конденсата в трубопроводе может существенно снижать теплосодержание пара, что влечет к необоснованному увеличению расхода топлива. Перечисленные выше задачи, которые решаются с помощью конденсатоотводчиков, относятся к дренажу паропровода

Помимо дренажа, также существует необходимость отведения конденсата не только по пути к потребителю пара, но и непосредственно после потребителя. Когда пар отдаст все тепло и сконденсирует, требуется как можно скорее удалить образовавшийся конденсат для того, чтобы он не препятствовал поступлению пара в потребитель.

Таким образом, по назначению можно выделить две задачи для решения которых служат конденсатоотводчики: дренаж подающего паропровода и дренаж теплообменного оборудования.

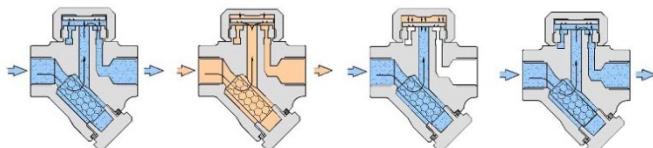
Важно правильно осуществить подбор конденсатоотводчика. Для этого необходимо принимать во внимание, что не существует универсального конденсатоотводчика, подходящего для любой системы. При выборе необходимо учитывать множество параметров, поэтому настоятельно рекомендуем в том случае, если Вы не уверены в своих силах, обратитесь к специалистам нашей компании и Вам предложат именно то оборудование, которое наиболее соответствует параметрам Вашей системы.

Основные типы конденсатоотводчиков и их принцип действия

Термодинамические конденсатоотводчики

В основе принципа действия термодинамического конденсатоотводчика лежит разница скоростей прохождения пара и конденсата в зазоре между диском и седлом.

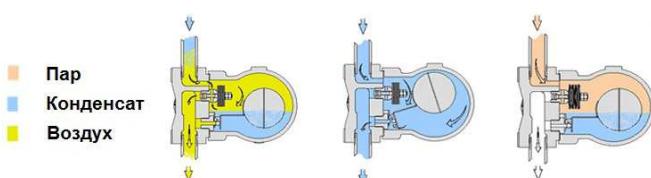
При прохождении конденсата из-за низкой скорости диск поднимается и пропускает конденсат. При поступлении пара в термодинамический конденсатоотводчик скорость увеличивается, приводя к падению статического давления, и диск опускается на седло. Пар, находящийся над диском, благодаря большей площади контакта удерживает диск в закрытом положении. По мере конденсации пара давление над диском падает, и диск снова начинает подниматься, пропуская конденсат.



Поплавковые конденсатоотводчики

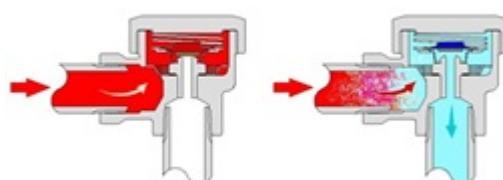
Принцип действия поплавкового конденсатоотводчика основан на разности плотности пара и конденсата.

Выпускной клапан конденсатоотводчика приводится в действие поплавком, соединенным с клапаном рычагом. Конденсат поступает в корпус конденсатоотводчика и, наполняя его, поднимает поплавок, при этом открывая выпускной клапан. При поступлении пара в конденсатоотводчик, уровень конденсата снижается, и выпускной клапан закрывается. Изначально, при пуске системы, в конденсатоотводчик поступает воздух, который удаляется в конденсатную ветку через встроенный терmostатический клапан.



Воздухоотводчики для пара

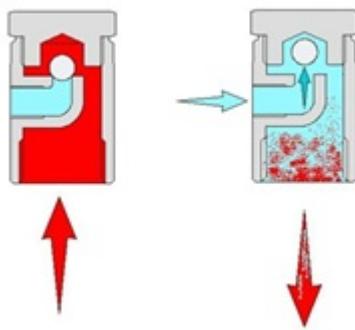
Наличие воздуха и неконденсируемых газов в паропроводе приводит к увеличению времени прогрева системы, а также к снижению эффективности и производительности потребителей. В качестве воздухоотводчиков в **системах пароснабжения** используют терmostатические конденсатоотводчики. Рекомендуется устанавливать воздухоотводчики непосредственно перед потребителями пара. Наиболее распространена модель ТН13А, с угловой конструкцией.



Прерыватели вакуума

При прекращении подачи пара в трубопроводе образуется вакуум.

Воздействие вакуума может привести к повреждению дорогостоящего теплообменного оборудования. Кроме того, возможен выход из строя уплотнений трубопроводной арматуры, так как их конструкция предназначена прежде всего для удержания рабочей среды в трубопроводе, в то время как вакуум, приводит к воздействию на уплотнения извне, при котором они могут разрушиться, вследствие чего возможна потеря герметичности паропровода.



Сепараторы

Даже в том случае, если конденсатоотводчики установлены в необходимом количестве, с соблюдением рекомендаций по организации карманов и правильно обвязаны, они в состоянии отвести только выделившийся конденсат.

В системах с протяженными паропроводами и особенно в тех случаях, когда пар поставляется котельной принадлежащей сторонней организации, могут возникать ситуации, когда пар поступает к потребителю влажным и использования конденсатоотводчиков в этом случае не поможет увеличить теплосодержание пара. Решением проблемы при этом может явиться установка сепаратора пара.

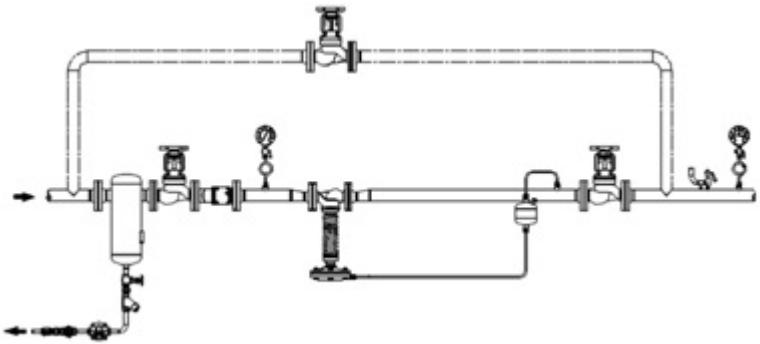


Циклонная конструкция пара способствует выделению и отделению влаги, тем самым улавливая не только выделившийся конденсат, но и пароводяную взвесь. При этом происходит осушение пара. Рекомендуется устанавливать сепараторы непосредственно перед потребителями и/или перед редукционными узлами.

Редукционный узел

Помимо редукционного клапана (регулятора давления после себя) редукционный узел как правило требует установки предохранительного клапана, функцией которого является предотвращение роста давления при неправильной настройке или выходе из строя редукционного клапана.

Также узел включает отсечную трубопроводную арматуру , фильтр и при необходимости сепаратор пара с конденсатоотводчиком и обвязкой. В том случае, если сепаратор пара не используется, перед редукционным клапаном рекомендуется установка узла отвода конденсата.



Редукционные клапаны

Редукционные клапаны наряду с перепускными (регуляторы давления до себя), относятся к регуляторам давления. В номенклатуре поставляемой компанией Астима представлены редукционные клапаны различных конструкций: пружинные, мембранные, а также пилотные клапаны. Стандартные модели поставляются с уплотнением по седлу металл по металлу. Однако в случае использования клапанов в системах с прерывистым циклом работы возможна поставка клапанов с герметичными седлами. Мягкие уплотнения позволяют обеспечить герметичность и тем самым избежать роста давления за клапаном.

3 Схемы сбора и возврата конденсата на предприятии, режим работы оборудования.

Использование греющего пара в процессах передачи теплоты, реализуемых в элементах оборудования поверхностного типа технологических и энергетических систем, приводит к образованию парового конденсата высоких параметров. Давление, температура и расход греющего пара, поступающего в рабочее пространство теплоиспользующего аппарата, поддерживаются в жестко ограниченных пределах, диктуемых технологическим регламентом для конкретного типа оборудования. Вследствие этого параметры греющего пара и конденсата, отводимого от разно-типовых элементов оборудования, могут колебаться в широком диапазоне, что должно учитываться при организации систем сбора и возврата конденсата, а также при выборе утилизационных мероприятий, направленных на повышение энергетической эффективности потребления тепловой энергии. Невнимание к этим проблемам приводит к росту необоснованных потерь высококачественного теплоносителя и удельных энергозатрат на выпуск промышленной продукции.

К числу основных факторов, влияющих на экономические показатели возвращения конденсата источнику пароснабжения, относятся:

- объем образующегося конденсата;
- давление и температура возвращаемого конденсата;
- степень загрязнения конденсата маслом и другими примесями;
- требования к качеству питательной воды источника пароснабжения;
- протяженность и сложность организуемых систем возврата конденсата от потребителя до источника пароснабжения;
- соотношение цен потребляемого топлива, тепловой и электрической энергии;
- число часов работы потребителей пара в течение года.

Анализ процессов пароконденсатных систем в промышленности показывает, что крупным потребителям пара возвращение конденсата источнику пароснабжения экономически целесообразно. Невозвращение конденсата допускается только на небольшие производства с незначительной долей пара в структуре потребления

энергопотребителей, нерегулярным выходом конденсата или высокой степенью его загрязнения.

Промышленный пар давлением 1-1,6 МПа поступает в общезаводскую систему распределяющих паропроводов, а на стадиях потребления обычно требуется пар давлением 0,4-0,6 МПа. При передаче теплоты в теплообменном оборудовании происходит конденсация водяного пара. Кроме того, конденсат высокого давления может образовываться в системах водяного охлаждения технологических аппаратов и конструктивных элементов, охлаждающей средой в которых является химически очищенная или умягченная вода. В результате параметры образующегося конденсата могут изменяться в диапазоне температур 100-180 °С и давлений 0,1-1,6 МПа, что необходимо учитывать при организации систем сбора и возврата конденсата.

Уменьшение доли возвращенного внутризаводским источникам конденсата и снижение его температуры относительно регламентируемого уровня приводят к пропорциональному росту расхода теплоты на технологические нужды химводоочистки, нагрев питательной воды, процессы деаэрации и продувку паровых котлов. Кроме того, возрастают капитальные и эксплуатационные затраты на пароконденсатное хозяйство и содержание оборудования завышенной производительности.

Таким образом, технико-экономические показатели эффективности эксплуатации систем теплоснабжения промышленных предприятий, характеризующихся высокой долей пара промышленных параметров в общей структуре теплопотребления, непосредственно зависят от организации систем сбора и возврата парового конденсата. Особую значимость этот фактор имеет для промышленных объектов, имеющих собственные источники теплоты (ТЭЦ или котельные), поскольку каждый процент невозврата конденсата приводит к возрастанию тепловых затрат на собственные нужды в 2-, 3-кратном размере. Соответственно снижается тепловой КПД энергетической установки.

В настоящее время выделяются две разновидности систем сбора конденсата - открытого и закрытого типов. Они классифицируются по условиям эксплуатации баков-конденсатосборников:

в системах открытого типа бак сообщается с атмосферой, поэтому давление, поддерживаемое в нем, равно атмосферному;

в системах закрытого типа бак и все элементы системы изолированы от сообщения с окружающей средой и находятся под небольшим избыточным давлением 0,005-0,02 МПа.

По способу организации системы сбора конденсата открытого и закрытого типов подразделяются на самотечные, напорные и смешанные.

В самотечных системах транспорт конденсата производится за счет разности высот расположения источника конденсата и конденсатосборника.

Напорные системы работают за счет перепада давлений, поддерживаемого в конденсатопроводе и создаваемого перекачивающими конденсатными насосами, включаемыми в схему.

В смешанных системах объединяются несколько участков. Одни из них работают по открытой схеме, другие - по закрытой.

1.6 Лекция № 6 (2 часа).

Тема: «Водяные системы теплоснабжения»

1.6.1 Вопросы лекции:

1. Классификация водяных тепловых систем. Двухтрубные и многотрубные открытые и закрытые водяные тепловые сети, схемы, область применения.

2. Присоединение систем отопления зданий к тепловым сетям. Применение тепловых пунктов.

3. Схемы и конфигурации тепловых сетей. Схемы узлов подпитки тепловых сетей.

1.6.2 Краткое содержание вопросов:

1. Классификация водяных тепловых систем. Двухтрубные и многотрубные открытые и закрытые водяные тепловые сети, схемы, область применения.

Системы отопления по расположению основных элементов подразделяются на местные и центральные.

В местных системах для отопления, как правило, одного помещения все три основных элемента (теплогенератор, отопительный прибор и теплопроводы) конструктивно объединяются в одной установке, в которой непосредственно происходит получении, перенос и передача теплоты в помещение. Теплопереносящая рабочая среда нагревается горячей водой, паром, электричеством или при сжигании какого-либо топлива.

К местному отоплению относятся печное отопление, электрическое и газовое отопление. Под термином «газовое отопление» понимают системы отопления:

- с комнатными печами, работающими на газе;
- с газовыми водонагревателями;
- с газовыми нетеплоемкими отопительными приборами;
- с газовоздушными теплообменниками;
- с газовоздушными излучателями;
- с газовыми горелками инфракрасного излучения.

Центральными называются системы, предназначенные для отопления группы помещений из единого теплового центра. В тепловом центре находятся теплогенераторы (котлы) или теплообменники. Они могут размещаться непосредственно в обогреваемом здании (в котельной или местном тепловом пункте) либо вне здания – в центральном тепловом пункте (ЦТП), на тепловой станции (отдельно стоящей котельной) или ТЭЦ.

В современных системах теплоснабжения зданий от ТЭЦ или крупных тепловых станций используются два теплоносителя. Первичный высокотемпературный теплоноситель перемещается от тепловой станции по городским распределительным теплопроводам к ЦТП или непосредственно к местным тепловым пунктам зданий (с температурой t_1) и обратно (рис. 1.3). Вторичный теплоноситель после нагревания в теплообменниках (или смешения с первичным) поступает по наружным (внутриквартальным) и внутренним теплопроводам к отопительным приборам обогреваемых помещений зданий и затем возвращается в ЦТП или местный тепловой пункт.

Первичным теплоносителем обычно служит вода, реже пар или газообразные продукты сгорания топлива. По виду вторичного (основного) теплоносителя местные и центральные системы отопления принято называть системами водяного, парового, воздушного или газового отопления.

Для отопления зданий и сооружений в настоящее время преимущественно используют воду или атмосферный воздух, реже водяной пар или нагретые газы.

Сопоставим характерные свойства указанных видов теплоносителя при использовании их в системах отопления.

Газы в основном применяются в отопительных печах, газовых калориферах. Основным ограничением в использовании газов является загрязнение атмосферного воздуха в отапливаемых помещениях, если продукты сгорания выпускать непосредственно в помещения или сооружения. Удаление же продуктов сгорания наружу по каналам усложняет конструкцию и понижает КПД отопительной установки.

При использовании воды обеспечивается достаточно равномерная температура помещений, можно ограничить температуру поверхности отопительных приборов, сокращается по сравнению с другими теплоносителями площадь поперечного сечения труб, достигается бесшумность движения в теплопроводах.

При использовании пара сравнительно сокращается расход металла за счет уменьшения площади приборов и поперечного сечения конденсатопроводов, достигается быстрое прогревание приборов и отапливаемых помещений.

При использовании воздуха можно обеспечить быстрое изменение или равномерность температуры помещений, избежать установки отопительных приборов, совмещать отопление с вентиляцией помещений, достигать бесшумности его движения в воздуховодах и каналах. Недостатками являются его малая теплоемкость и, как следствие, малая теплоаккумулирующая способность, значительные площадь поперечного сечения и расход металла на воздуховоды, относительно большое понижение температуры по их длине.

Краткая характеристика систем отопления

В настоящее время в России применяют центральные системы водяного отопления, местные и центральные системы воздушного отопления, крайне редко центральные системы парового отопления. Приведем общую характеристику этих систем с детальной классификацией на основании рассмотренных свойств теплоносителей.

Системы водяного отопления по способу создания циркуляции воды разделяются на системы с естественной циркуляцией (гравитационные) и с механическим побуждением циркуляции воды при помощи насоса (насосные).

В гравитационной системе (рис. 1.4, а) используется свойство воды изменять свою плотность при изменении температуры. В замкнутой вертикальной системе с неравномерным распределением плотности под действием гравитационного поля Земли возникает естественное движение воды. В насосной системе (рис. 1.4, б) используется насос с электрическим приводом для создания разности давления, вызывающей циркуляцию, и в системе создается вынужденное движение воды.

По температуре теплоносителя различаются системы:

- низкотемпературные с предельной температурой воды $t_r < 70^{\circ}\text{C}$;
- среднетемпературные при t_r от 70 до 100°C ;
- высокотемпературные при $t_r > 100^{\circ}\text{C}$.

Максимальное значение температуры воды ограничено в настоящее время 150°C .

По положению труб, объединяющих отопительные приборы по вертикали или горизонтали, системы делятся на вертикальные и горизонтальные.

В зависимости от схемы соединения труб с отопительными приборами системы бывают однотрубные и двухтрубные.

При воздушном отоплении циркулирующий нагретый воздух охлаждается, передавая теплоту при смешении с воздухом обогреваемых помещений. Охлажденный воздух возвращается к нагревателю.

Системы воздушного отопления по способу создания циркуляции воздуха разделяются на системы с естественной циркуляцией (гравитационные) и с механическим побуждением движения воздуха с помощью вентилятора.

Воздух, используемый в системах отопления, нагревается в специальных теплообменниках – калориферах. При этом температура воздуха обычно не превышает 60 °С. Калориферы могут обогреваться водой, паром, электричеством или горячими газами. Система воздушного отопления при этом соответственно называется водовоздушной, паровоздушной, электровоздушной или газовоздушной.

Двухтрубные и горизонтальные системы насосного водяного отопления

Рассмотрим схемы двухтрубной системы водяного отопления, применительно к двухэтажному зданию.

Двухтрубная система с верхней разводкой использовалась при естественной циркуляции воды, особенно при квартирном отоплении. При насосной циркуляции воды эта система устраивалась преимущественно в малоэтажных (два-три этажа) зданиях во избежание значительного вертикального теплового разрегулирования из-за действия в двухтрубном стояке естественного давления.

Двухтрубная система с нижней разводкой применялась чаще, чем система с верхней разводкой, особенно при числе этажей в зданиях более трех и в зданиях, состоящих из разноэтажных частей. При этом исходили из ее преимуществ - меньшего расхода труб и большей вертикальной гидравлической и тепловой устойчивости по сравнению с системой, выполненной с верхней разводкой.

Современная тенденция на значительное увеличение в системах водяного отопления насосного циркуляционного давления существенно сокращает отрицательное действие естественного давления на гидравлическую устойчивость работы двухтрубных систем и расширяет область их применения. В настоящее время такие системы с нижней разводкой применяются и в многоэтажном строительстве.

Воздушные линии для централизованного удаления воздуха (рис. 4, б) устраивались только в специально обоснованных случаях, учитывая увеличение при этом расхода труб и их недолговечности из-за активной коррозии. Как правило, систему делали с воздушными кранами в верхних точках стояков.

Горизонтальная однотрубная система, встречавшаяся ранее в основном в одноэтажных зданиях временного типа, в последнее время стала применяться для отопления сельскохозяйственных сооружений, многоэтажных зданий как производственных, так и гражданских (рис. 5). Распространение горизонтальной системы связано с увеличением длины зданий, внедрением сборных каркасно-панельных конструкций с широким шагом колонн и удлиненными световыми проемами. Отсутствие в таких зданиях простенков и отверстий в панелях перекрытий затрудняло размещение традиционных вертикальных стояков. Наличие ленточных световых проемов предопределяло размещение отопительных приборов не отдельными группами, а в виде цепочек (во избежание теплового дискомфорта в помещениях). Соединяя последовательно отопительные приборы увеличенной длины короткими трубными вставками, получали горизонтальные однотрубные ветви.

В горизонтальной бифилярной системе используют трубчатые отопительные приборы - конвекторы, бетонные радиаторы приставного типа, ребристые и глад-

кие трубы. Стальные и чугунные радиаторы могут быть применены только при двухрядной их установке. В такой системе так же, как и в однотрубной системе с проточными приборными узлами, невозможно индивидуальное количественное регулирование теплоотдачи отдельных отопительных приборов. Применяется количественное регулирование теплоотдачи сразу всей цепочки приборов или регулирование теплоотдачи каждого прибора "по воздуху", если устанавливаются конвекторы с воздушным клапаном.

2. Присоединение систем отопления зданий к тепловым сетям. Применение тепловых пунктов.

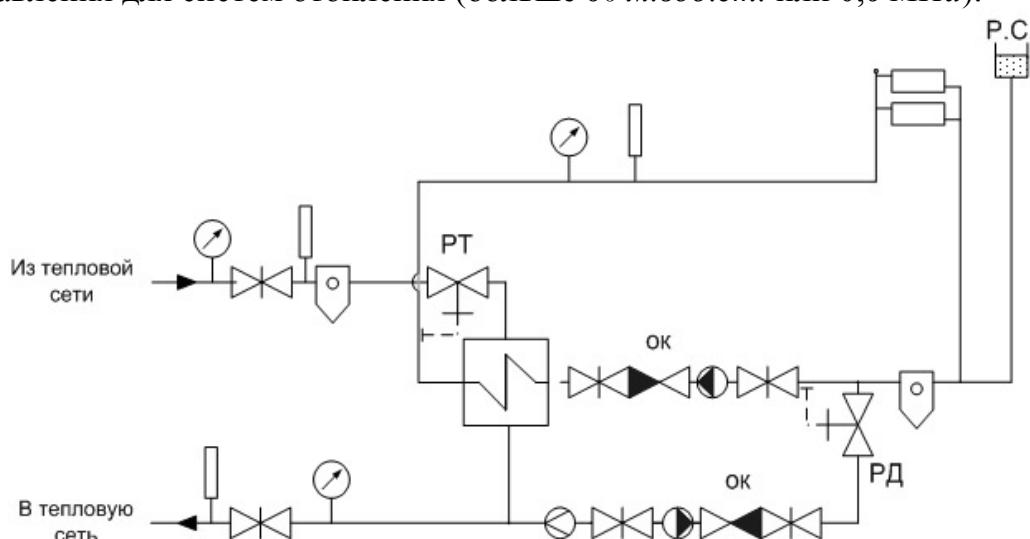
Схемы присоединения систем отопления бывают *зависимыми и независимыми*. В зависимых схемах теплоноситель в отопительные приборы поступает непосредственно из тепловой сети. Один и тот же теплоноситель циркулирует как в тепловой сети, так и в системе отопления, поэтому давление в системах отопления определяется давлением в тепловой сети. В независимых схемах теплоноситель из тепловой сети поступает в подогреватель, в котором нагревает воду, циркулирующую в системе отопления. Система отопления и тепловая сеть разделены поверхностью нагрева теплообменника и, таким образом, гидравлически изолированы друг от друга.

Могут применяться любые схемы, но следует правильно выбирать вид присоединения систем отопления, чтобы обеспечить надежную их работу.

Независимая схема присоединения систем отопления

Применяется в следующих случаях:

1. для подключения высоких зданий (более 12 этажей), когда давления в тепловой сети недостаточно для заполнения отопительных приборов на верхних этажах;
2. для зданий, требующих повышенной надежности работы систем отопления (музеи, архивы, библиотеки, больницы);
3. здания, имеющие помещения, куда нежелателен доступ постороннего обслуживающего персонала;
4. если давление в обратном трубопроводе тепловой сети выше допустимого давления для систем отопления (больше 60 м.вод.ст. или 0,6 МПа).



РС – расширительный сосуд, РД – регулятор давления, РТ – регулятор температуры; ОК – обратный клапан.

Сетевая вода из подающей линии поступает в теплообменник и нагревает воду местной отопительной системы. Циркуляция в системе отопления осуществляется циркуляционным насосом, который обеспечивает постоянный расход воды через нагревательные приборы. Система отопления может иметь расширительный сосуд, в котором содержится запас воды для восполнения утечек из системы. Он обычно устанавливается в верхней точке и подключается к обратной линии на всас циркуляционного насоса. При нормальной работе системы отопления утечки не значительны, что дает возможность заполнять расширительный бак раз в неделю. Подпитка производится из обратной линии по перемычке, выполняемой для надежности с двумя кранами и сливом между ними, или с помощью подпиточного насоса, если давления в обратной линии недостаточно для заполнения расширительного сосуда. Расходомер на линии подпитки позволяет учитывать водоразбор из тепловой сети и правильно производить оплату. Наличие подогревателя позволяет осуществлять наиболее рациональный режим регулирования. Это особенно эффективно при плюсовых температурах наружного воздуха и при центральном качественном регулировании в зоне излома температурного графика.

Наличие в схеме подогревателей, насоса, расширительного бака увеличивает стоимость оборудования и монтажа, и увеличивает размеры теплового пункта, а также требует дополнительных затрат на обслуживание и ремонт. Использование теплообменника увеличивает удельный расход сетевой воды на тепловой пункт и вызывает повышение температуры обратной сетевой воды на $3\div4^{\circ}\text{C}$ в среднем за отопительный сезон.

Зависимые схемы присоединения систем отопления.

В этом случае системы отопления работают под давлением, близким к давлению в обратном трубопроводе тепловой сети. Циркуляция обеспечивается за счет перепада давлений в подающем и обратном трубопроводах. Этот перепад ΔP должен быть достаточен для преодоления сопротивления системы отопления и теплового узла.

Если давление в подающем трубопроводе превышает необходимое, то оно должно быть снижено регулятором давления или дроссельной шайбой.

Достоинства зависимых схем по сравнению с независимой:

- проще и дешевле оборудование абонентского ввода;
- может быть получен больший перепад температур в системе отопления;
- сокращен расход теплоносителя,
- меньше диаметры трубопроводов,
- снижаются эксплуатационные расходы.

Недостатки зависимых схем:

- жесткая гидравлическая связь тепловой сети и систем отопления и, как следствие, пониженная надежность;
- повышенная сложность эксплуатации.

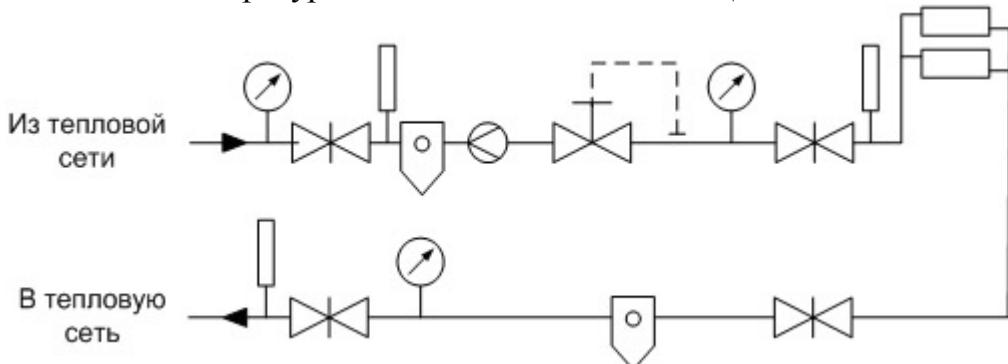
Различают следующие способы зависимого подключения:

- схема непосредственного присоединения;
- схема с элеватором;
- схема с насосом на перемычке;
- схема с насосом на обратной линии;
- схема с насосом на подающей линии;
- схемы с насосом и элеватором.

Схема непосредственного присоединения систем отопления

Она является простейшей схемой и применяется, когда температура и давление теплоносителя совпадают с параметрами системы отопления. Для присоединения жилых зданий на абонентском водоводе должна быть температура сетевой воды не более 95°C , для производственных зданий – не более 150°C .

Эта схема может применяться для подключения промышленных зданий и жилого сектора к котельным с чугунными водогрейными котлами, работающими с максимальными температурами $95 - 105^{\circ}\text{C}$ или после ЦТП.

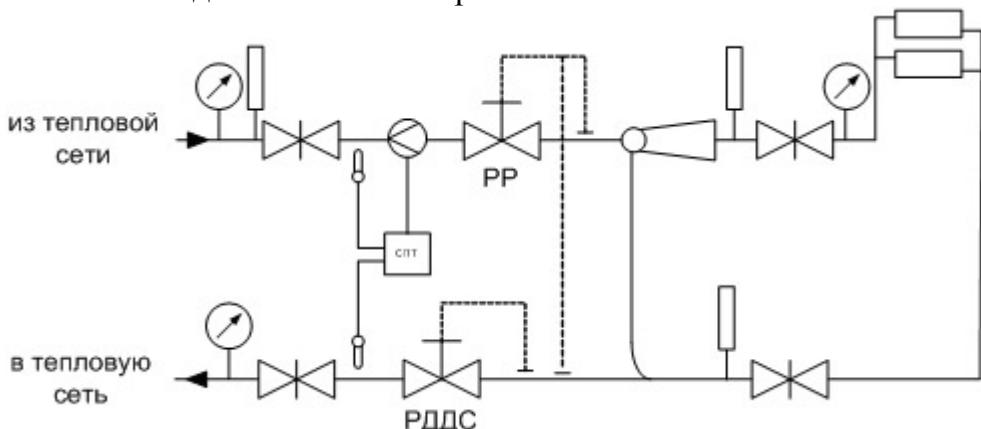


Здания присоединяются непосредственно, без смешения. Достаточно иметь задвижки на подающем и обратном трубопроводах системы отопления и необходимые КИП. Давление в тепловой сети в точке присоединения должно быть меньше допустимого. Наименьшей прочностью обладают чугунные радиаторы, для которых давление не должно превышать 60 м.вод.ст. . Иногда устанавливают регуляторы расхода.

Схема с элеватором

Применяется, когда требуется снизить температуру теплоносителя для систем отопления по санитарно-гигиеническим показателям (например, со 150°C до 95°C). Для этого применяют водоструйные насосы (элеваторы). Кроме того, элеватор является побудителем циркуляции.

По этой схеме присоединяется большинство жилых и общественных зданий. Преимуществом этой схемы является ее низкая стоимость и, что особенно важно, высокая степень надежности элеватора.



РДДС – регулятор давления до себя; СПТ – теплосчетчик, состоящий из расходомера, двух термометров сопротивления и электронного вычислительного блока.

Достоинства элеватора:

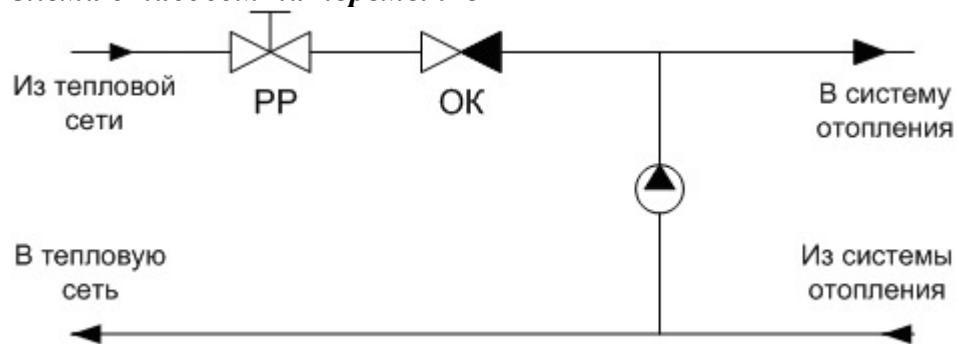
- простота и надежность работы;
- нет движущихся частей;

- не требуется постоянное наблюдение;
- производительность легко регулируется подбором диаметра сменного сопла;
- большой срок службы;
- постоянный коэффициент смешения при колебаниях перепада давления в тепловой сети (в определенных пределах);
- вследствие большого сопротивления элеватора повышается гидравлическая устойчивость тепловой сети.

Недостатки элеватора:

- низкий КПД, равный $0,25 \div 0,3$, поэтому для создания перепада давления в системе отопления надо иметь до элеватора располагаемый напор в $8 \div 10$ раз больший;
- постоянство коэффициента смешения элеватора, что приводит к перегреву помещений в теплый период отопительного сезона, т.к. нельзя изменить соотношение между количествами сетевой воды и подмешиваемой;
- зависимость давлений в системе отопления от давлений в тепловой сети;
- при аварийном отключении тепловой сети прекращается циркуляция воды в отопительной установке, в результате чего создается опасность замерзания воды в системе отопления.

Схема с насосом на перемычке



Применяется:

1. при недостаточном перепаде давлений на абонентском вводе ;
2. при достаточном перепаде давлений, но если давление в обратном трубопроводе превышает статическое давление системы отопления не более чем на 5 м вод. ст. ;
3. требуемая мощность теплового узла велика (более $0,8 \text{ МВт}$) и выходит за пределы мощности выпускаемых элеваторов.

При аварийном отключении тепловой сети насос осуществляет циркуляцию воды в отопительной установке, что предотвращает ее размораживание в течение относительно длительного периода (8 - 12 часов). Такая схема установки насоса обеспечивает наименьший расход электроэнергии на перекачку, т.к. насос подбирается по расходу подмешиваемой воды.

При установке смесительных насосов в жилых и общественных зданиях рекомендуется применять бесшумные бесфундаментные насосы типа ЦВЦ производительностью от $2,5$ до $25 \text{ м}^3/\text{час}$. Более высокой надежностью обладают насосы импортного производства, которые в настоящее время начинают использоваться на тепловых пунктах.

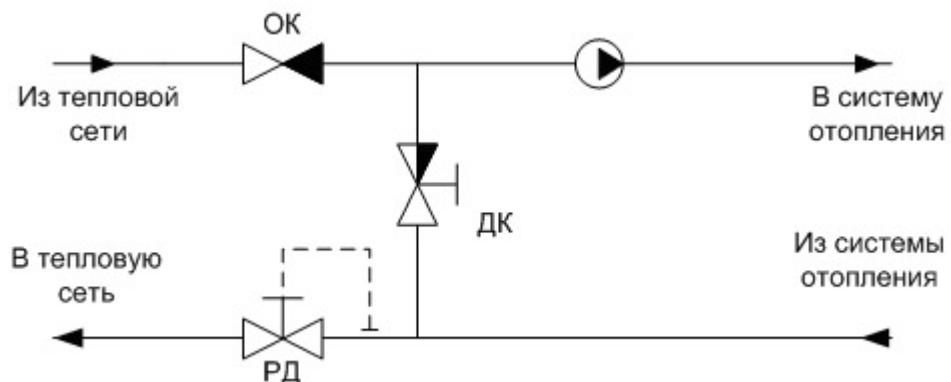
Замена элеваторов насосами является прогрессивным решением, т.к. позволяет примерно на 10% снизить расход сетевой воды и уменьшить диаметр трубопроводов.

Недостаток – шум насосов (фундаментных) и необходимость их обслуживания.

Схема широко применяется для ЦТП.

Схема с насосом на подающей линии.

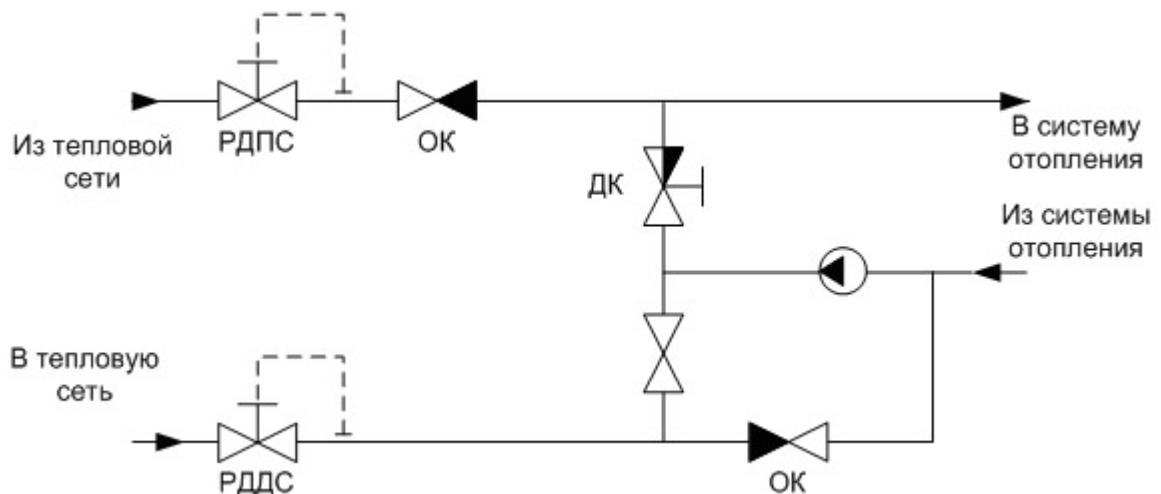
Данная схема применяется при недостаточном давлении в подающей магистрали, т.е. когда это давление ниже статического давления системы отопления (в зданиях повышенной этажности).



Расчетный напор насоса должен соответствовать недостающему напору, а производительность выбирается равной полному расходу воды в отопительной установке. Залив системы отопления обеспечивается регулятором подпора РД, причем разность напоров между подающей и обратной линиями дросселируется в регулировочном клапане на перемычке (ДК – дроссельный регулировочный клапан). С его помощью устанавливается необходимый коэффициент подмешивания. При нестабильном гидравлическом режиме тепловой сети обратный клапан на подающей линии заменяют регулятором давления после себя (РДПС), на который подается импульс при остановке подкачивающих насосов.

Схема с насосом на обратной линии

Данная схема применяется при недопустимо высоком давлении в обратной линии. Наиболее часто применяется на концевых участках, когда давление в обраткеено, а перепад недостаточен. Насосы работают в режиме «подмешивание-подкачка», при этом снижается давление в обратной линии и увеличивается перепад между подающим и обратным трубопроводами. Регулятор подпора на обратной линии необходим при статическом режиме, когда насосы работают в качестве циркуляционных. В этом случае регуляторы давления на подающей и обратной линиях принудительно закрываются, и происходит отсечка абонентского ввода от тепловой сети. Для регулирования сниженного давления в обратной линии на перемычке устанавливается дроссельный регулировочный клапан (ДК), с помощью которого регулируется коэффициент подмешивания.



При использовании насосного смешения на тепловых пунктах наряду с рабочим насосом необходимо устанавливать резервный. Кроме того, требуется повышенная надежность в электроснабжении, так как отключение насоса приводит к поступлению перегретой воды из тепловой сети в местную отопительную систему, что может привести к ее повреждению. В случае аварии в тепловой сети, чтобы сохранить воду в местной системе отопления дополнительно устанавливаются обратный клапан на подающей линии и регулятор давления на обратном трубопроводе.

Схемы с насосом и элеватором

Отмеченные недостатки устраняются в схемах с элеватором и центробежным насосом. В этом случае выход из строя центробежного насоса приводит к снижению коэффициента смешения элеватора, но не снизит его до нуля, как при чисто насосном смешении. Эти схемы применимы если разность напоров перед элеватором не может обеспечить необходимого коэффициента смешения, т.е. она меньше $10 \div 15$ м вод. ст., но больше 5 м вод. ст. В действующих тепловых сетях такие зоны обширны. Схемы позволяют вести ступенчатое температурное регулирование в зоне высоких температур наружного воздуха. Установка центробежного насоса с нормально работающим элеватором при включении насоса позволяет увеличить коэффициент смешения и снизить температуру воды, подаваемой в систему отопления.

Возможны 3 схемы включения насоса по отношению к элеватору:

Схема 1.

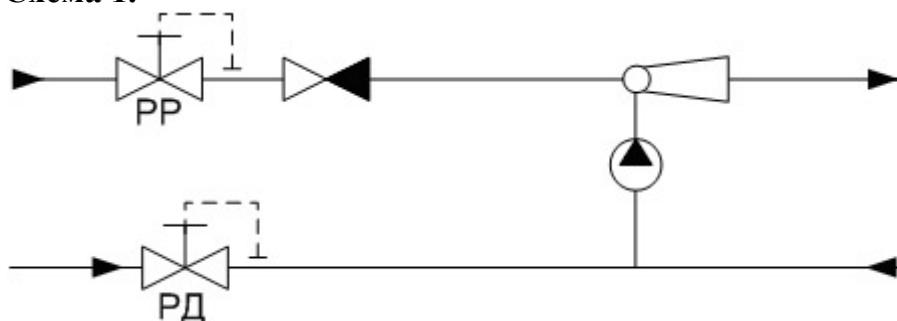
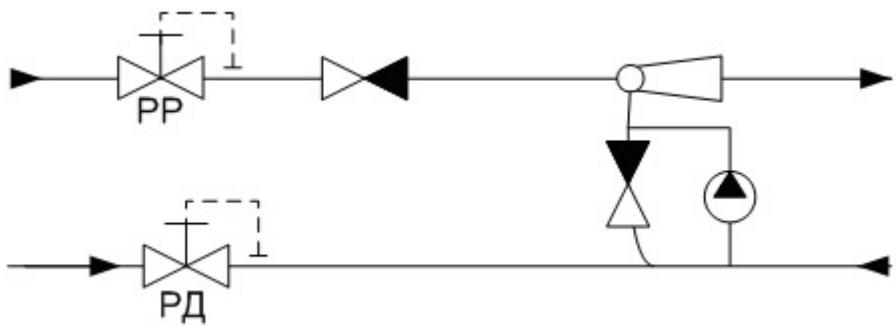


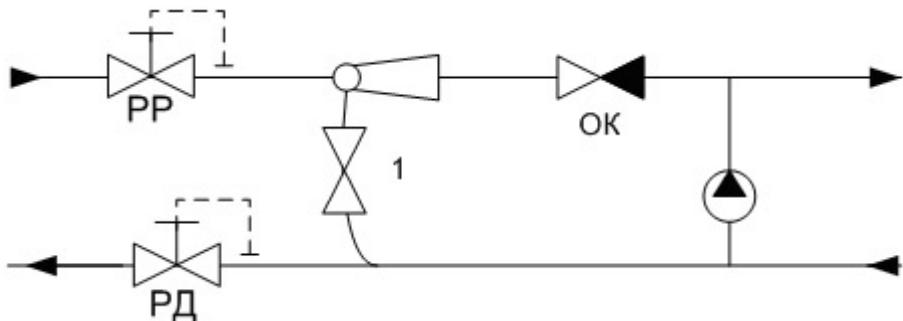
Схема 1 применяется, если потери напора в остановленном насосе невелики и не могут заметно снизить коэффициент смешения элеватора. Если это условие не выполняется, применяют схему 2.

Схема 2



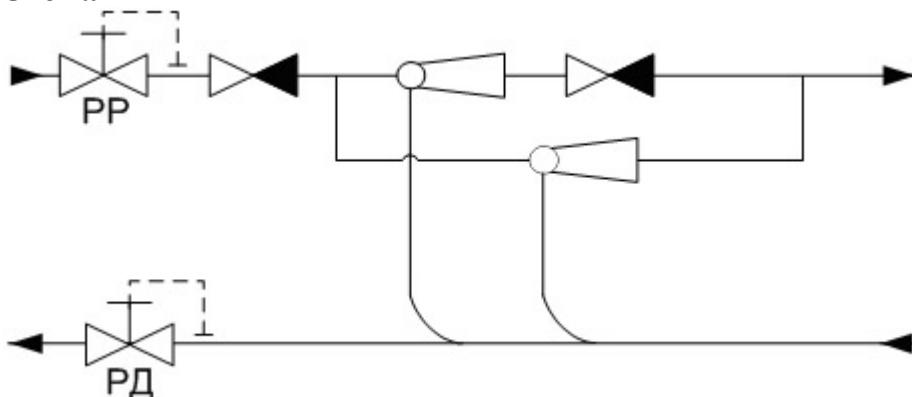
При малых перепадах давления необходимо прикрывать задвижку 1 в схеме 3.

Схема 3



Другой схемой, которая может обеспечить двухступенчатое регулирование в зоне высоких температур наружного воздуха, является схема с двумя элеваторами.

Схема 4



Отключение одного элеватора ведет к снижению расхода сетевой воды и повышению коэффициента смешения. Каждый элеватор может быть рассчитан на 50% расхода воды, либо один на 30-40%, а другой на 70-60%.

Разработаны элеваторы с регулируемым соплом. Путем введения иглы изменяется сечение сопла и соответственно коэффициент смешения. Это позволяет в теплый период снизить расход сетевой воды и увеличить коэффициент смешения, сохраняя постоянным расход в системе отопления. Как бы ни была совершенна конструкция элеватора, погрешность и маневренность при зависимом присоединении от этого не повысятся. В последние годы в связи с увеличением строительства зданий повышенной этажности растет использование независимых схем присоединения систем отопления через водо-водяные подогреватели. Переход на независимые схемы позволяет широко применять автоматизацию и повысить надежность теплоснабжения. Целесообразно применять независимое присоединение систем отопления в сетях с непосредственным водоразбором, что позволяет ликвидировать основной недостаток этих систем, а именно, низкое качество воды, идущей на

горячее водоснабжение.3 Схемы и конфигурации тепловых сетей. Схемы узлов подпитки тепловых сетей.

Гидравлический расчет является одним из важнейших этапов проектирования и эксплуатации тепловых сетей.

При проектировании тепловых сетей в прямую задачу гидравлического расчета входит:

1. Определение диаметров трубопроводов;
2. Определение потерь давления на участках;
3. Определение давления в различных точках;
4. Увязка всех точек системы при статическом и динамическом режимах.

В некоторых случаях (при эксплуатации тепловых сетей) может решаться обратная задача, т.е. определение пропускной способности трубопроводов при известном диаметре или потерях давления участка.

В результате после гидравлического расчета тепловой сети могут быть решены следующие задачи:

1. Определение капитальных вложений;
2. Подбор циркуляционных и подпиточных насосов;
3. Выбор схем присоединения абонентов;
4. Выбор регулирования абонентских вводов;
5. Разработка режима эксплуатации.

Для проведения гидравлического расчета должны быть заданы схема и профиль тепловой сети, указаны размещения источника и потребителей и расчетные тепловые нагрузки.

Схема тепловой сети определяется размещением источника теплоты (ТЭЦ или котельной) по отношению к району теплопотребления, характером тепловой нагрузки и видом теплоносителя (*рис. 5.1*).

Основные принципы, которыми следует руководиться при выборе схемы тепловой сети – это надежность и экономичность.

Экономичность тепловой сети определяется по $R_{\text{ср}}^{\text{сф}}$ - среднее удельное падение давления по длине. $R_{\text{ср}}^{\text{сф}} = f(\text{стоимости сети, расхода электроэнергии на перекачку теплоносителя, теплопотерь трубопроводов и т.д.})$

Удельные потери давления на трение при гидравлических расчетах водяных тепловых сетей следует определять на основании технико-экономических расчетов.

Если технико-экономические расчеты не проводятся, то рекомендуется принимать:

$R_{\text{ср}} \leq 80 \text{ Па}$ - магистральные трубопроводы;

$R_{\text{ср}} \leq 300 \text{ Па}$ - ответвления.

Надежность тепловой сети – это способность непрерывной подачи теплоносителя к потребителю в необходимом количестве в течении всего года. Требования к надежности тепловой сети возрастают с понижением расчетной температуры наружного воздуха и увеличением диаметров трубопроводов. В СНиПе для различных $t_{\text{пр}}$ и $d_{\text{тр}}$ указаны необходимость резервирования подачи теплоты и допускаемое снижение подачи от расчетного значения.

Аварийная уязвимость тепловой сети особенно заметно проявляется в крупных системах теплоснабжения при зависимом присоединении абонентов, поэтому

при выборе схемы водяной тепловой сети вопросам надежности и резервирования теплоснабжения необходимо уделить особое внимание.

Водяные тепловые сети разделяются на магистрали и распределительные. К магистралям относятся трубопроводы, соединяющие источник с районами теплопотребления. Из магистралей теплоноситель поступает в распределительные сети и по ним через ЦТП и ИТП к абонентам. Непосредственное присоединение потребителей к магистралям тепловой сети допускать не следует, кроме крупных промышленных предприятий ($Q > 4 \text{ MBm}$).

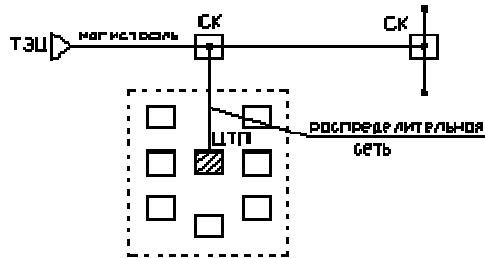


Рис. 5.1. Принципиальная схема тепловой сети: СК – секционирующая камера.

В местах присоединения распределительных сетей к магистралям сооружают секционирующие камеры (СК), в которых размещают: секционирующие задвижки, задвижки распределительных сетей и т.д.

Секционирующие задвижки устанавливают на магистралях с $d_{\text{ш}} \geq 100 \text{ мм}$ на $l \leq 1000 \text{ м}$, $d_{\text{ш}} \geq 400 \text{ мм}$ на $l \leq 1500 \text{ м}$. Благодаря разделению магистральных сетей на секции уменьшаются потери воды из тепловой сети при аварии, т.к. место аварии локализуется секционными задвижками.

Принципиально существуют две схемы: тупиковая(радиальная) и кольцевая.

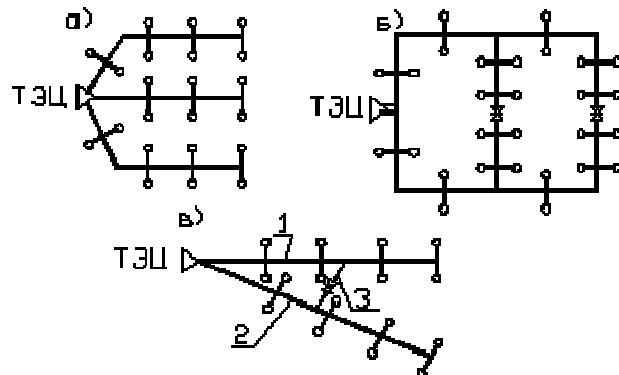


Рис. 5.2. Принципиальные схемы тепловых сетей: а, в – тупиковые; в – кольцевая; 1 – магистраль 1; 2 – магистраль 2; 3 – резервирующая перемычка

Тупиковая схема (рис. 5.2 a , v) более дешевая по начальным затратам, требует меньше металла и проста в эксплуатации. Однако менее надежна, т.к. при аварии на магистралах прекращается теплоснабжение абонентов, присоединенных за местом аварии.

Кольцевая схема (рис. 5.2 b) более надежна и применяется в крупных системах теплоснабжения от нескольких источников.

Для увеличения надежности работы тупиковых схем применяют резервирующие перемычки (рис. 5.2).

1.7 Лекция № 7 (2 часа).

Тема: «Энергосберегающие холодильные системы»

1.7.1 Вопросы лекции:

1. Термодинамические основы производства искусственного холода. Принцип действия холодильных машин.
2. Энергосберегающие холодильные системы. Холодопроизводительность холодильных машин.
3. Тепловой расчет холодильных машин. Определение тепловых нагрузок или производительности аппаратов.

1.7.2 Краткое содержание вопросов:

- 1. Термодинамические основы производства искусственного холода. Принцип действия холодильных машин.*

Физическая природа тепла и холода одинакова. Тепло является одной из форм энергии, проявляющейся в движении молекул вещества того или иного агрегатного состояния. Термо — это внутренняя энергия тела, заключающаяся в хаотическом движении его частиц, а различие между теплым и холодным телами лишь в скорости движения молекул, составляющих эти тела. При отводе от тела тепла движение молекул замедляется и оно охлаждается. Следовательно, получение холода сводится к уменьшению содержания тепла в твердом, жидким или газообразном теле. Охлаждение тела — это отвод от него тепла, обычно оно сопровождается понижением температуры.

Искусственное охлаждение — специальная область техники, в значительной степени базирующаяся на основах термодинамики.

Холодильная машина понижает температуру ограниченной среды или тела относительно температуры окружающей среды и поддерживает эту пониженную температуру неопределенно долгое время. Эта задача может быть приложена к большому числу конкретных случаев так, например, с помощью холодильных машин можно понизить до заданного предела температуру воздуха изолированной камеры и поддерживать ее, как бы искусственно создавая зимние условия.

Точно так же можно понизить температуру солевого раствора соответствующей концентрации или, отнимая скрытую теплоту парообразования, осуществить сжижение газообразного вещества.

Производство искусственного льда также основано на действии холодильной машины, посредством которой от воды отнимается теплота, в результате чего ее температура понижается от начальной до 0° , а затем, при постоянной температуре, происходит превращение воды в лед.

В естественно протекающих процессах теплопередачи между телами тепло переходит от более нагреветого к менее нагреветому, от теплого к холодному телу. Поэтому можно понизить температуру заданного тела, если имеется какое-либо естественное охлаждающее средство, т. е. другое тело с температурой ниже заданной (например, родниковая вода, холодный наружный воздух). В этом случае достаточно установить контакт между этими телами. Однако естественные охлаждающие средства в большинстве случаев не могут понизить температуру тела до требуемых пределов, и температура их не является стабильной.

Следовательно, необходимо прибегнуть к искусенному охлаждению, при котором можно отнять тепло от тел, имеющих температуру T ниже температуры окружающей среды T_0 .

В искусственном охлаждении принимает участие холодильный агент с более низкой температурой, чем температура, до которой охлаждается среда. Получение холодильного агента с необходимой низкой температурой является особой задачей, которая не может быть решена посредством теплопередачи, предопределяющей наличие естественного охлаждающего средства с еще более низкой температурой.

Возникает один из основных вопросов холодильной техники — как получить рабочее вещество или холодильный агент со свойствами, обеспечивающими искусственное охлаждение до требуемых пределов. В этом вопросе — сущность теории машинного охлаждения, в настоящее время самого распространенного и в эксплуатационном отношении весьма удобного метода охлаждения. Чтобы выяснить этот вопрос, необходимо воспользоваться основными положениями термодинамики.

Первое начало термодинамики утверждает, что теплота и работа могут превращаться друг в друга оно устанавливает количественное соотношение между теплом и работой при переходе одного вида энергии в другой. При превращении 1 ккал тепла в работу получается 427 кгм работы. Число 427 называется механическим эквивалентом тепла. При обратном превращении 1 кгм работы в тепло получается 1/427 ккал.

По первому началу термодинамики — работа и теплота эквивалентны.

Второе начало термодинамики устанавливает, что все естественные тепловые процессы протекают так, что теплота от тел с более высокой температурой переходит к телам с низкой температурой. Обратный процесс перехода тепла от менее нагретого тела к более нагретому естественным путем происходить не может.

По второму началу теплота не может сама по себе переходить от более холода-нагретого тела к более теплому телу.

Таким образом, второе начало термодинамики указывает на принципиальную возможность перехода тепла от менее нагретого тела к более нагретому, при условии затраты энергии. Посредником в этом, так называемом холодильном процессе выступает рабочее вещество — холодильный агент.

Чтобы холодильный агент мог перенести тепло от тела низкой температуры к телу с более высокой температурой, применяют специальные устройства, которые Приводятся в действие при затрате энергии — механической работы или тепла.

Различают естественные и искусственные холодильные агенты. К естественным хладагентам относятся: аммиак (R717), воздух (R729), вода (R718), углекислота (R744) и др., к искусственным — хладоны (смеси различных фреонов).

В настоящее время существует три типа фторуглеводородных хладагентов:

хлорфторуглероды (CFC), обладающие высоким потенциалом истощения озона. Например: R12, R13, R502, R503;

гидрохлорфторуглероды (HCFC), которые содержат атомы водорода, что приводит к более короткому периоду существования этих хладагентов в атмосфере по сравнению с CFC, например хладагент R22;

гидрофторуглероды (HFC), которые не содержат хлора. Они не разрушают озоновый слой Земли и имеют короткий период существования в атмосфере. Например: R134A, R404A.

В связи с этим проблема использования в качестве хладагентов природных веществ, и в первую очередь аммиака, наиболее актуальна сейчас у производителей холодильного оборудования. В России потребность в холода для стационарных холодильников в основном обеспечивается аммиачными холодильными установками, так как аммиак не разрушает озоновый слой, не оказывает прямого воздействия на

глобальный тепловой эффект, обладает отличными термодинамическими свойствами, имеет высокий коэффициент теплоотдачи при кипении и конденсации и доступность производства.

К негативным свойствам аммиака относятся токсичность, пожаро- и взрывоопасность, резкий неприятный запах. Любая авария с аммиаком ведет к серьезным последствиям.

В основном используют компрессионные холодильные машины, которые состоят из следующих основных узлов: компрессора, конденсатора воздушного охлаждения, терморегулирующего вентиля (ТРВ) и испарителя. Холодильная машина, кроме перечисленных основных частей, имеет приборы автоматики, фильтры, осушители, теплообменники и т.п.

Компрессор — наиболее сложный и важный узел холодильной машины. Он служит для отсасывания паров хладагента из испарителя, сжатия и нагнетания в конденсатор. Основным показателем работы компрессора является его холодопроизводительность (количество теплоты, которое холодильная машина получает за единицу времени от охлаждаемой среды).

Конденсатор воздушного охлаждения — теплообменный аппарат, в котором поступающий из компрессора парообразный хладагент превращается в жидкость. Этот процесс протекает при отдаче хладагентом теплоты во внешнюю среду.

Испаритель — теплообменный аппарат, осуществляющий отбор тепла от охлаждаемой среды.

Терморегулирующий вентиль служит для автоматической подачи необходимого количества хладагента в испаритель. Он контролирует и поддерживает заданную температуру паров хладона на выходе из испарителя.

Приборы автоматики обеспечивают пуск, остановку холодильной машины, защиту ее от перегрузок, поддержание заданного температурного режима в охлаждаемой среде, оптимальное заполнение испарителя хладагентов, своевременное оттаивание снежной шубы с испарителей.

Реле давления автоматически поддерживает заданное давление на линии всасывания путем включения и выключения компрессора.

Ресивер — резервуар, который собирает жидкий хладагент в целях обеспечения его равномерного поступления к ТРВ и в испаритель. Фильтр служит для удаления механических загрязнений. Осушитель предназначен для поглощения влаги из хладагента при заполнении им системы и во время эксплуатации машины. Теплообменник служит для перегрева паров хладагента, идущих от испарителя к компрессору, и переохлаждения хладагента, идущего от конденсатора к ТРВ.

Принцип действия холодильной машины заключается в следующем.

1. В испарителе, установленном в охлаждающем объеме, происходит кипение жидкого хладагента при низком давлении и температуре за счет отбора тепла из окружающей среды.

2. Из испарителя пары хладона проходят через теплообменник и паровой фильтр, затем они отсасываются компрессором, сжимаются и в перегретом состоянии нагнетаются в конденсатор, при этом температура и давление повышаются.

3. В охлаждаемом воздухом конденсаторе они конденсируются, т.е. превращаются в жидкость.

4. Жидкий хладон стекает по трубам конденсатора и скапливается в ресивере, откуда под давлением проходит через жидкостный фильтр и теплообменник.

5. Очищенный хладон, проходя через узкое отверстие ТРВ, дросселируется, распыляется и при резком снижении температуры и давления поступает в испаритель.

Цикл повторяется. Циркулируя по такому замкнутому кругу, хладагент по-переменно меняет свое агрегатное состояние, т. е. происходит скачкообразный переход хладагента из жидкого состояния в газообразное и наоборот.

В настоящее время в холодильном оборудовании используются различные системы холодоснабжения: встроенные, выносные и централизованные.

Теплопритоки от встроенных в оборудование холодильных агрегатов приводят к снижению товарооборота и росту непредусмотренных расходов, в том числе:

срок службы встроенных холодильных агрегатов в 2...3 раза ниже, чем при использовании систем выносного холодоснабжения, и в 4...6 раз ниже, чем при использовании централей;

происходят частые выходы из строя оборудования;

возникают дополнительные расходы на кондиционирование и на энергопотребление.

Выносное холодоснабжение представляет собой систему холодоснабжения на базе автономных компрессорно-конденсаторных агрегатов, расположенных в машинном отделении и изолированных от торговых помещений. При этом каждый агрегат может обеспечивать холодом нескольких потребителей.

Одним из важнейших условий эффективного развития предприятий является использование централизованных систем холодоснабжения, представляющих собой несколько параллельно включенных компрессоров на единой раме с дополнительным оборудованием. Каждый центральный агрегат оборудован микропроцессорным блоком управления, осуществляющим регулирование холодопроизводительности агрегата и обеспечивающим равномерную работу каждого компрессора и конденсатора.

Основные достоинства использования централизованной системы холодоснабжения следующие:

центральные агрегаты компактны и занимают значительно меньше места;

достигается заметная экономия электроэнергии, так как крупные компрессоры имеют более высокий коэффициент полезного действия;

обеспечивается высокая надежность за счет использования нескольких компрессоров;

в случае выхода из строя одного или нескольких компрессоров остальные компрессоры обеспечат поддержание требуемой температуры для предотвращения потери продукции до устранения неисправности;

2. Энергосберегающие холодильные системы. Холодопроизводительность холодильных машин.

Значительное внимание энергосберегающим системам вызвано в первую очередь тем, что со всей очевидностью выявились проблемы, связанные с ограниченностью природных энергоресурсов. Снижение техногенного теплового загрязнения окружающей среды, частью которого является тепловой сброс холодильных систем, делает необходимым повышение эффективности последних. К области холодильной техники относятся два вида энергосберегающих систем: т.н. «теплоиспользующие» абсорбционные холодильные машины и тепловые насосы.

К ним примыкает часть низкотемпературной энергетики — энергетические установки с прямым термодинамическим циклом на низкокипящих рабочих веществах. Абсорбционные холодильные машины (АХМ) относятся к классу теплоиспользующих. По своим технико-экономическим и эксплуатационным показателям выделяются два типа АХМ — абсорбционные бромистолитиевые для выработки охлажденной воды (АБХМ) и водоаммиачные (АВХМ) для получения отрицательных температур до -55°C .

Применение АБХМ и АВХМ имеет различный характер. Абсорбционные бромистолитиевые машины являются трансформаторами теплоты и применяются не только для получения теплоты, но и как тепловые насосы для получения теплоты более низкого потенциала, чем греющий источник (понижающие термотрансформаторы) или более высокого потенциала (повышающие термотрансформаторы). Кроме того, они применяются для комплексного использования холода и горячей воды.

АБХМ применяют в основном для обеспечения технологических нужд и в системах кондиционирования воздуха объектов, потребляющих значительное количество теплоты и, как правило, располагающих вторичными энергоресурсами (ВЭР): отработавшим паром, горячей водой и т.п. Поэтому конструкции АБХМ ориентированы на использование греющих сред с относительно низкими температурными параметрами — горячая вода $90\text{--}120^{\circ}\text{C}$ или водяной пар давлением 0,15 МПа.

Наряду с этим применяются АБХМ, использующие высокотемпературные греющие источники — пар давлением 0,6–0,8 МПа и т.п., что позволяет существенно повысить их энергетическую эффективность и использовать в системах котельных для выработки холода и в режиме теплового насоса. В последнее время АБХМ применяется в системах комфорtnого кондиционирования воздуха административных и общественных зданий с теплоснабжением от котельных или прямым газовым обогревом.

Второй тип промышленных АХМ — водоаммиачные — применяются преимущественно в составе технологических линий. Характерными особенностями этих машин являются: крупные единичные мощности, использование в качестве греющей среды ВЭР, индивидуальная привязка к конкретным условиям типовых производств. В отличие от парокомпрессионных холодильных машин, для работы которых в подавляющем большинстве используется электрическая энергия, источником энергии АХМ служит теплота разных потенциалов.

Абсорбционный цикл включает в себя генератор, конденсатор, испаритель и абсорбер с хладагентом и абсорбентом. Под действием внешнего источника теплоты в генераторе происходит выпаривание хладагента из абсорбента. После конденсатора жидкий хладагент поступает в испаритель, воспринимая теплоту от охлаждаемого вещества. Концентрированный раствор абсорбента поступает в абсорбер, в котором поглощает пары хладагента, поступающего из испарителя, и таким образом концентрация абсорбента снижается.

Разбавленный хладагент абсорбент поступает в генератор, и цикл повторяется. Таким образом работают АБХМ с одноступенчатой регенерацией раствора. В АБХМ широко используется внутренняя регенерация теплоты. В теплообменниках имеет место недорекуперация, что приводит к потерям энергии. Значительное количество теплоты отводится с охлаждающей водой при температуре на $5\text{--}10^{\circ}\text{C}$.

выше температуры окружающей среды. Согласно статистическим данным, наибольшие потери имеют место в генераторе и абсорбере.

При заданной температуре охлаждающей воды ступенчатый процесс в блоке абсорбера-испаритель позволяет увеличить степень насыщения раствора в абсорбере и повысить производительность системы. Ступенчатый процесс в блоке генератор-конденсатор позволяет при заданной температуре греющего источника осуществить выпаривание раствора до более высокой концентрации и повысить производительность системы.

В последнее время широкое распространение получили АБХМ со ступенчатой регенерацией, в которых генератор высокого давления объединен с топкой для непосредственного сжигания газа или нефти. В подобных холодильных машинах, в схему которых включен нагреватель с целью получения горячей воды для горячего водонагревателя, пар холодильного агента, выпаренный из раствора в генераторе высокого давления, направляется одновременно в отдельный нагреватель и генератор низкого давления.

Теплота конденсации пара нагревает воду, а конденсат сливается в генератор высокого давления. АБХМ с прямой топкой могут работать с переключением подачи холодной или горячей воды, с одновременной подачей холодной и горячей воды, с подачей только горячей воды. При использовании машин с собственной топкой отпадает необходимость в котельной. В АБХМ с двухступенчатой регенерацией раствора пары хладагента из генератора высокого давления используются для подогрева абсорбента в генераторе низкого давления.

Пары хладагента из генераторов высокого и низкого давлений превращаются в жидкость и перед возвратом в испаритель смешиваются в конденсаторе. Таким образом, затраты энергии от источника теплоты значительно ниже по сравнению с АБХМ с одноступенчатой регенерацией раствора. Одним из преимуществ АБХМ является использование экологически чистого хладагента — воды. Как правило, в подобных машинах хладагентом является дистиллированная вода, растворителем — бромистый литий.

При газовом нагреве генератора используется природный газ, поэтому технологический процесс получения холода не наносит ущерба окружающей среде, как если бы выбрасывались дымовые газы при сжигании топлива. В силу своих конструктивных особенностей АБХМ характеризуется высокой надежностью агрегатов, низким уровнем шума и вибраций. Малые габаритные размеры АБХМ позволяют разместить ее в стесненных условиях.

Однако требуется отдельное технологическое помещение. Неоспоримым преимуществом АБХМ по сравнению с парокомпрессионной холодильной машиной является низкое потребление электроэнергии (ниже на полтора-два порядка). Однако по сравнению с компрессионной холодильной машиной АБХМ обладают большей массой и большей стоимостью. Но при использовании АБХМ, работающих за счет дешевых источников энергии или ВЭР, они характеризуются наиболее коротким сроком окупаемости и низкими эксплуатационными расходами по сравнению с компрессионными холодильными машинами.

В настоящее время в России применяются АБХМ как отечественного производства, так и поставляемые из-за рубежа, например фирм-производителей Johnson Controls, Sanyo, Carrier, Dunham-Bush, RC-Group, Trane и др. В качестве примера можно привести два объекта в Нижнем Новгороде, на которых успешно эксплуатируются АБХМ. На первом объекте — бизнес-центр на ул. Пискунова, д. 31 — при-

менена АБХМ YIA3B2 производства фирмы Johnson Controls холодильной мощностью 420 кВт с градирней VXT N265 охлаждающей мощностью 1 МВт с использованием воды с температурой 85 °С, нагреваемой продуктами сгорания после газового электрогенератора.

Эта вода используется в АБХМ для получения захоложенной воды для нужд установок кондиционирования воздуха. В холодный период года получаемая горячая вода направляется в систему отопления здания. Потребляемая максимальная электрическая мощность АБХМ — 3,8 кВт, градирней — 30 кВт, уровень акустического шума градирни при максимальной скорости вентилятора — 64 дБ(А).

При вероятном использовании компрессионной холодильной машины вместо АБХМ при соразмерных параметрах ее максимальная электрическая мощность составила бы 140 кВт, уровень акустического шума при максимальной скорости — 70 дБ(А). При сменной работе в течение 12-ти часов в сутки ежегодный экономический эффект от снижения потребляемой электрической энергии составляет 840 тыс. руб., при стоимости электроэнергии 3,6 руб/кВт·ч. На втором объекте — бизнес-центр в переулке Холодный, д. 10 — применена АБХМ YIA1A2 производства фирмы Johnson Controls холодильной мощностью 370 кВт с градирней VXT 150 охлаждающей мощностью 889,5 кВт.

Система работает в совокупности с существующей котельной. Применение указанных агрегатов обусловлено отсутствием свободной электрической мощности для установок климатизации здания. Применение компрессионной холодильной машины влечет установку трансформаторной подстанции, прокладку высоковольтного кабеля, связанную со строительно-монтажными работами в центре города.

По результатам техникоэкономического расчета срок окупаемости АБХМ и градирни меньше срока окупаемости прямых и сопутствующих капитальных и эксплуатационных затрат при использовании компрессионной холодильной машины. Потребляемая максимальная электрическая мощность АБХМ — 2,8 кВт, градирней — 15 кВт, уровень акустического шума градирни при максимальной скорости вентилятора — 64 дБ(А).

При вероятном использовании компрессионной холодильной машины вместо АБХМ при соразмерных параметрах ее максимальная электрическая мощность составила бы 127 кВт, а уровень акустического шума при максимальной скорости — 65 дБ(А). При сменной работе в течение 12-ти часов в сутки ежегодный экономический эффект от снижения потребляемой электрической энергии составляет 864 тыс. руб., при стоимости электроэнергии 3,6 руб/кВт·ч.

В расчетах принимается период эксплуатации холодильных машин с апреля по сентябрь. Использование АБХМ для кондиционирования и теплоснабжения дает возможность осуществить их круглогодичную загрузку, упростить системы холода и теплоснабжения, создать экономичные безопасные и малошумные установки. Целесообразность применения АБХМ полностью обоснована только при использовании сбросной теплоты (например, горячей воды).

АБХМ совместно с существующим котлом из-за невысокого холодильного коэффициента (0,7–0,8) следует применять только после подробного технико-экономического обоснования. Использование теплоты котельных для комплексной выработки охлажденной (7 °С) и горячей (70 °С) воды по сравнению с альтернативной системой, включающей парокомпрессионную холодильную машину и водогрейную установку со сжиганием органического топлива, дает существенную

экономию топлива, которая достигает 0,015–0,116 т.у.т./ ГДж вырабатываемого холода.

3 Тепловой расчет холодильных машин. Определение тепловых нагрузок или производительности аппаратов.

При **тепловом расчете холодильной машины** определяют:

- объем, описываемый поршнем компрессора, м³/ч. По величине этого объема подбирают компрессор;
- тепловую нагрузку на конденсатор, Вт, по величине которой определяют его поверхность;
- эффективную мощность N_e , кВт, на валу компрессора;
- тепловую нагрузку на переохладитель или теплообменник, по величине которой определяют их поверхности.

Основанием для расчета служит заданная холодопроизводительность машины $Q_{\text{обратно}}$ (Вт) с указанием хладагента, температурных условий работы и намечаемых типов компрессоров и аппаратов.

С помощью диаграмм $T - s$ и $\lg p - i$ и таблиц насыщенных паров соответствующих хладагентов определяют параметры узловых точек цикла холодильной машины.

Пример. Произвести тепловой расчет аммиачной и фреоновых холодильных машин с вертикальными компрессорами холодопроизводительностью 100 000 Вт при условиях работы и параметрах узловых точек цикла холодильной машины, приведенных в табл. 1.

По диаграммам $\lg p - i$ находим энталпии всех точек (рис. 1) для аммиака, хладона-12 и фреона-22 (табл. 1). Удельные объемы пара находим по диаграммам в точке 1'. Формулы, по которым выполнен расчет, и результаты расчета указаны в табл. 2.

Таблица 1

Хладагент	Temperatura, °C					Давление, кН/м ² (бар)		Теплосодержание, кДж/кг (ккал/кг)			Удельный объем v_1 , м ³ /кг
	t_k	t_0	t_u	t_b	t_n	p_k	p_0	i_1	i_2	$i_3 = i_4'$	
Аммиак	+30 20	- +25	+25 15	- 15	+118	1176,4(11,9)	190(1,94)	1674,8(400)	1940,6(463)	531,7(127)	0,65
Хладон-12	+30 20	- +25	+25 15	- 15	+50	743,6(7,58)	151(1,54)	569,4(136)	603(144)	443,8(106)	0,11
Фреон-22	+30 20	- +25	+25 15	- 15	+80	1203,7(12,27)	246(2,51)	624(149)	670(160)	452,2(108)	0,08

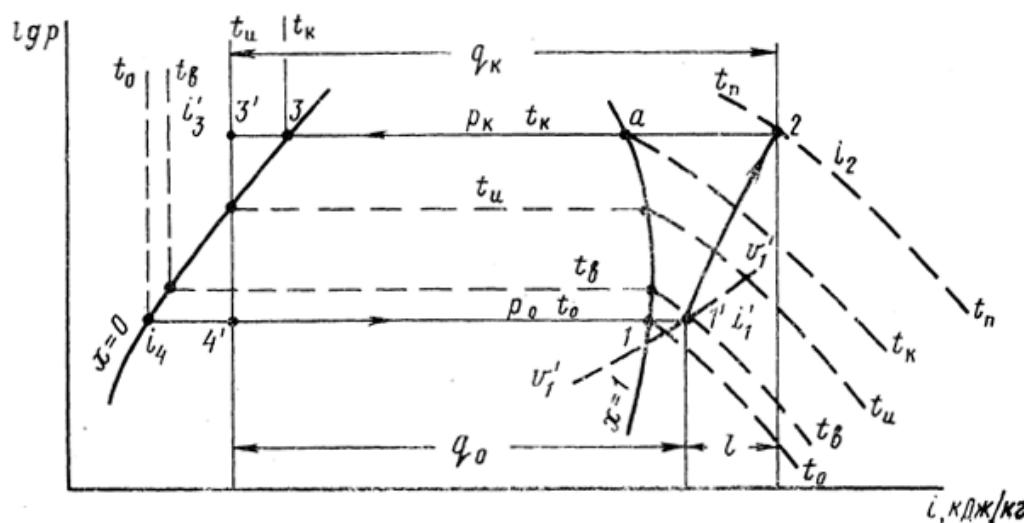


Рис. 1 – Теоретический цикл холодильной машины (частный случай к примеру)

По стандартной холодопроизводительности [для аммиака $Q_{0c} = 140000$ Вт (132000 ккал/ч), для хладона-12 $Q_{0c} = 134\ 500$ Вт (116 000 ккал/ч) и для фреона-22 $Q_{0c} = 105\ 000$ Вт (91 400 ккал/ч)] и по объему, описанному поршнями (для аммиака $V_h = 396\ m^3/\text{ч}$, для хладона-12 $V_h = 529,2\ m^3/\text{ч}$ и для фреона-22 $V_h = 270\ m^3/\text{ч}$), можно подобрать компрессор для каждой холодильной установки.

Зависимость холодопроизводительности компрессора и потребляемой мощности от температурного режима называют **характеристикой холодильной машины**. Каждой холодильной машине свойственна определенная характеристика, которая учитывает особенности конструкции, термодинамического цикла, осуществляемого в машине, и свойства рабочего вещества.

1.8 Лекция № 8 (2 часа).

Тема: «Гидравлический расчет тепловых сетей»

1.8.1 Вопросы лекции:

1. Задачи гидравлического расчета. Основные расчетные зависимости.
2. Последовательность гидравлического расчета водяных тепловых сетей, паропроводов и конденсатопроводов.
3. Номограммы и таблицы гидравлического расчета. Определение напора и производительности сетевых насосов.

1.8.2 Краткое содержание вопросов:

1. Задачи гидравлического расчета. Основные расчетные зависимости.

В задачу гидравлического расчета входят:

- определение диаметра трубопроводов;
- определение падения давления (напора);
- определение давлений (напоров) в различных точках сети;
- увязка всех точек сети при статическом и динамическом режимах с целью обеспечения допустимых давлений и требуемых напоров в сети и абонентских системах.

По результатам гидравлического расчета можно решить следующие задачи.

1. Определение капитальных затрат, расхода металла (труб) и основного объема работ по прокладке тепловой сети.
2. Определение характеристик циркуляционных и подпиточных насосов.
3. Определение условий работы тепловой сети и выбора схем присоединения абонентов.
4. Выбор автоматики для тепловой сети и абонентов.
5. Разработка режимов эксплуатации.

a. Схемы и конфигурации тепловых сетей.

Схема тепловой сети определяется размещением источников тепла по отношению к району потребления, характером тепловой нагрузки и видом теплоносителя.

Удельная протяженность паровых сетей на единицу расчетной тепловой нагрузки невелика, поскольку потребители пара – как правило, промышленные потребители – находятся на небольшом расстоянии от источника тепла.

Более сложной задачей является выбор схемы водяных тепловых сетей вследствие большой протяженности, большого количества абонентов. Водяные ТС менее долговечны, чем паровые вследствие большей коррозии, больше чувствительны к авариям из-за большой плотности воды.

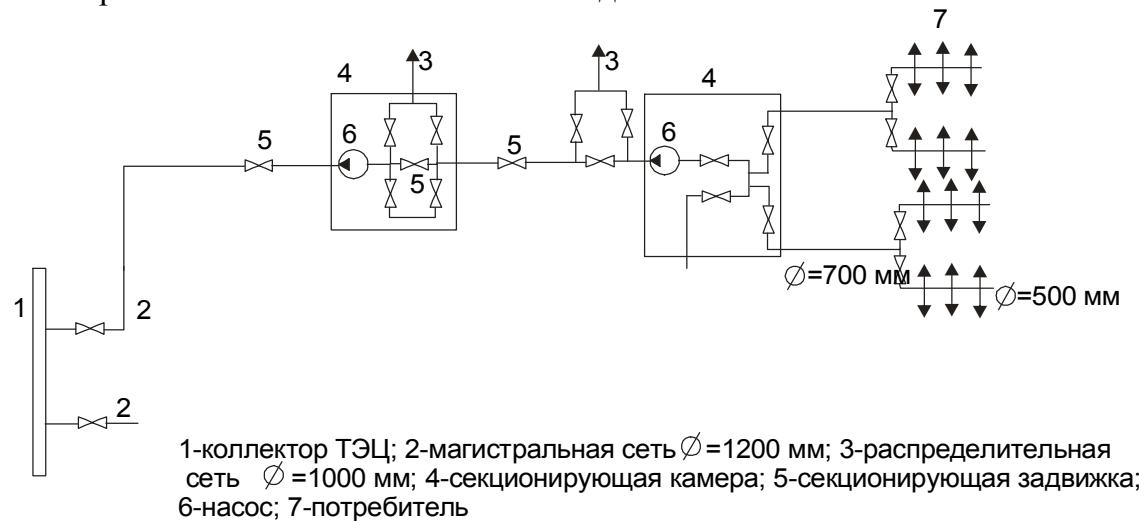


Рис.6.1. Однолинейная коммуникационная сеть двухтрубной тепловой сети

Водяные сети разделяют на магистральные и распределительные. По магистральным сетям теплоноситель подается от источников тепла в районы потребления. По распределительным сетям вода подается на ГТП и МТП и к абонентам. Непосредственно к магистральным сетям абоненты присоединяются очень редко. В узлах присоединения распределительных сетей к магистральным устанавливаются секционирующие камеры с задвижками. Секционирующие задвижки на магистральных сетях обычно устанавливаются через 2-3 км. Благодаря установке секционирующих задвижек уменьшаются потери воды при авариях ТС. Распределительные и магистральные ТС с диаметром меньше 700 мм делаются обычно тупиковыми. В случае аварий для большей части территории страны допустим перерыв в теплоснабжении зданий до 24 часов. Если же перерыв в теплоснабжении недопустим, необходимо предусматривать дублирование или закольцовку ТС.

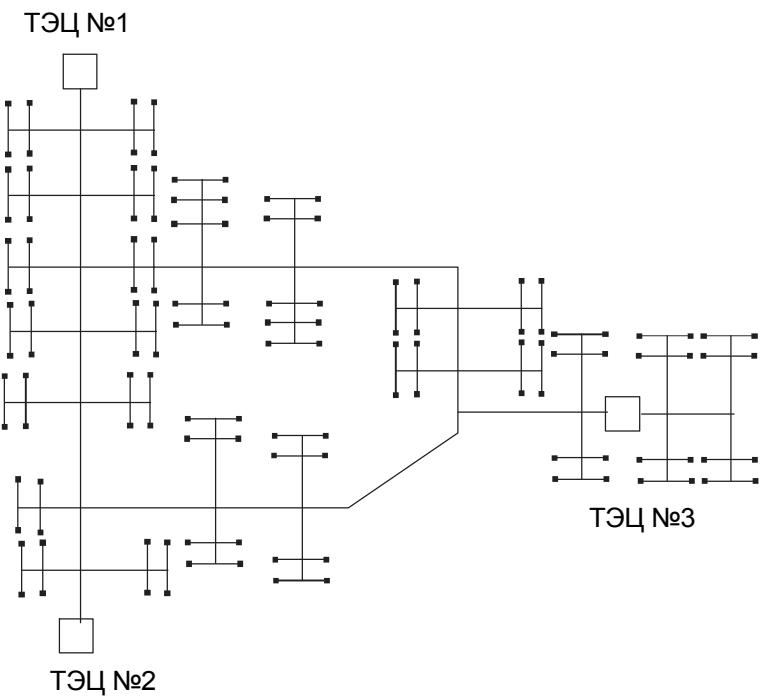


Рис.6.2. Кольцевая тепловая сеть от трех ТЭЦ
тепловая сеть

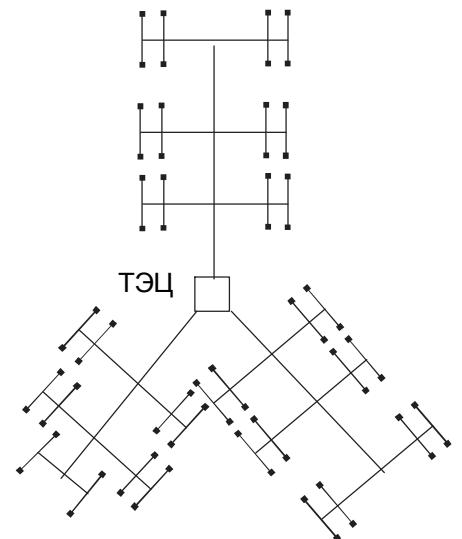


Рис.6.3. Радиальная тепловая сеть

При теплоснабжении крупных городов от нескольких ТЭЦ целесообразно предусмотреть взаимную блокировку ТЭЦ путем соединения их магистралей блокировочными связями. В этом случае получается кольцевая тепловая сеть с несколькими источниками питания. Подобная схема имеет более высокую надежность, обеспечивает передачу резервирующих потоков воды при аварии на каком-либо участке сети. При диаметрах магистралей, отходящих от источника тепла 700 мм и менее, обычно применяют радиальную схему тепловой сети с постепенным уменьшением диаметра трубы по мере удаления от источника и снижения присоединенной нагрузки. Такая сеть наиболее дешевая, но при аварии теплоснабжение абонентов прекращается.

b. Основные расчетные зависимости

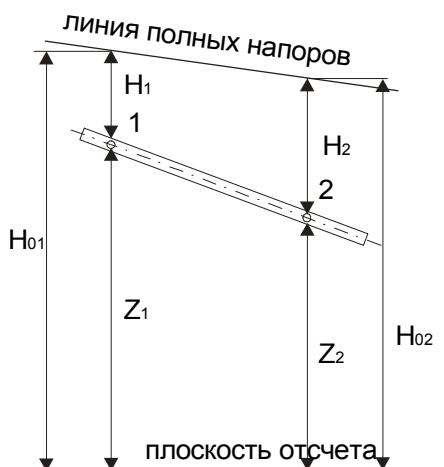


Рис.6.1. Схема движения жидкости в трубе

Одномерное установившееся движение жидкости в трубе описывается уравнением Бернулли.

$$Z_1g + \frac{w_1^2}{2} + \frac{p_1}{\rho} = Z_2g + \frac{w_2^2}{2} + \frac{p_2}{\rho} + \frac{\Delta p}{\rho}, \text{ где}$$

Z_1, Z_2 – геометрическая высота оси трубы в сечениях 1 и 2; w_1 и w_2 – скорости движения жидкости в сечениях 1 и 2; p_1 и p_2 – давление жидкости на оси трубы в сечениях 1 и 2; Δp – падение давления на отрезке 1-2; g – ускорение свободного падения. Уравнение Бернулли можно записать относительно напоров, разделив обе части на g .

Скорость жидкости в трубопроводах невелика, поэтому кинетической энергией потока можно пренебречь. Выражение $H=p/\rho g$ называется пьезометрическим напором, а сумма высоты Z и пьезометрического напора называют полным напором.

$$H_0 = Z + p/\rho g = Z + H. \quad (6.1)$$

Падение давления в трубе представляет собой сумму линейных потерь давления и потерь давления на местных гидравлических сопротивлениях.

$$\Delta p = Dp_L + Dp_m. \quad (6.2)$$

В трубопроводах $Dp_L = R_L L$, где R_L – удельное падение давления, т.е. падение давление единицы длины трубы, определяемое по формуле д'Арси.

$$R_L = \lambda \frac{\rho w^2}{2d} = 0.812 \lambda \frac{G^2}{d^5 \rho}. \quad (6.3)$$

Коэффициент гидравлического сопротивления λ зависит от режима течения жидкости и абсолютной эквивалентной шероховатости стенок трубы k_s . Можно в расчетах принимать следующие значения k_s – в паропроводах $k_s = 0.2$ мм; в водяных сетях $k_s = 0.5$ мм; в конденсатопроводах и системах ГВС $k_s = 1$ мм.

При ламинарном течении жидкости в трубе ($Re < 2300$)

$$\lambda = \frac{64}{Re}. \quad (6.4)$$

В переходной области $2300 < Re < 4000$

$$\lambda = 0.11 \left(\frac{k_s}{d} + \frac{68}{Re} \right)^{0.25}. \quad (6.5)$$

$$\text{При } Re > \frac{568d}{k_s} = Re_{np}$$

$$\lambda = 0.11 \left(\frac{k_s}{d} \right)^{0.25}. \quad (6.6)$$

Обычно в тепловых сетях $Re > Re_{np}$, поэтому (6.3) можно привести к виду

$$R_L = A_R \frac{G^2}{(\rho d^{5.25})}, \text{ где } A_R = 0.812 * 0.11 * k_s^{0.25}. \quad (6.7)$$

Потери давления на местных сопротивлениях определяются по формуле

$$\Delta p_m = \xi \frac{\rho w^2}{2} = 0.812 \xi \frac{G^2}{\rho d^4}. \quad (6.8)$$

Значения коэффициента местного гидравлического сопротивления ξ приводятся в справочниках. При гидравлических расчетах можно учитывать потери давления на местных сопротивлениях через эквивалентную длину.

$$l_{ek} = \frac{1}{\lambda} \xi d.$$

Тогда $\Delta p = R_L (l + l_{ek}) = R_L l (1 + \alpha)$, где $\alpha = l_{ek}/l$ – доля местных потерь давления.

2. Последовательность гидравлического расчета водяных тепловых сетей, паропроводов и конденсатопроводов.

a. Порядок гидравлического расчета

Обычно при гидравлическом расчете задаются расход теплоносителя и суммарное падение давления на участке. Требуется найти диаметр трубопровода. Расчет состоит из двух этапов – предварительного и поверочного.

а. Порядок гидравлического расчета

Обычно при гидравлическом расчете задаются расход теплоносителя и суммарное падение давления на участке. Требуется найти диаметр трубопровода. Расчет состоит из двух этапов – предварительного и поверочного.

Предварительный расчет.

2. Задаются долей местных падений давления $a=0.3\dots0.6$.

3. Оценивают удельные потери давления

$$R_l = \frac{\Delta p}{2l(1+\alpha)} . \text{ Если падение давления на участке неизвестно, то задаются величиной } R_l < 20\dots30 \text{ Па/м.}$$

4. Рассчитывают диаметр трубопровода из условия работы в турбулентном режиме Для водяных тепловых сетей плотность принимают равной 975 кг/м^3 .
Из (6.7) найдем

$$d = \left(\frac{A_R G^2}{\rho R_l} \right)^{0.19}, \quad (6.9)$$

где r – средняя плотность воды на данном участке. По найденному значению диаметру выбирают по ГОСТ трубу с ближайшим внутренним диаметром. При выборе трубы указывают либо d_y и d , либо d_n и d .

2. Поверочный расчет.

Для концевых участков следует проверить режим движения. Если окажется, что режим движения переходный, то, если есть возможность, нужно уменьшить диаметр трубы. Если это невозможно, то нужно вести расчет по формулам переходного режима.

1. Уточняются значения R_l ;
2. Уточняются типы местных сопротивлений и их эквивалентные длины. Задвижки устанавливаются на выходе и входе коллектора, в местах присоединения распределительных сетей к магистральным, ответвлений к потребителю и у потребителей. Если длина ответвления менее 25 м, то допускается устанавливать задвижку только у потребителя. Секционирующие задвижки устанавливаются через 1 – 3 км. Кроме задвижек возможны и другие местные сопротивления – повороты, изменения сечения, тройники, слияние и разветвление потока и т.д.

Для определения количества температурных компенсаторов длины участков делятся на допустимое расстояние между неподвижными опорами. Результат округляется до ближайшего целого числа. Если на участке есть повороты, то они могут быть использованы для самокомпенсации температурных удлинений. При этом количество компенсаторов уменьшается на число поворотов.

5. Определяются потери давления на участке. Для закрытых систем $Dp_{yu}=2R_l(l+l_0)$.

Для открытых систем предварительный расчет ведется по эквивалентному расходу

$$G_{\vartheta k} = \sqrt{G_o^2 + (G_{\vartheta \vartheta c}^{np})^2 - 0.5 G_o G_{\vartheta \vartheta c}^{np}}$$

При поверочном расчете удельные линейные потери давления рассчитываются отдельно для подающего и обратного трубопроводов для действительных расходов.

$$\Delta p_y^{np} = R_n^{np} (l + l_m), \quad \Delta p_y^{o \delta} = R_n^{o \delta} (l + l_m).$$

По окончании гидравлического расчета строится пьезометрический график.

a. Пьезометрический график тепловой сети

На пьезометрическом графике в масштабе нанесены рельеф местности, высота присоединенных зданий, напор в сети. По этому графику легко определить напор и располагаемый напор в любой точке сети и абонентских системах.

За горизонтальную плоскость отсчета напоров принят уровень 1 – 1. Линия П1 – П4 – график напоров подающей линии. Линия О1 – О4 – график напоров обратной линии. Н_{о1} – полный напор на обратном коллекторе источника; Н_{сн} – напор сетевого насоса; Н_{ст} – полный напор подпиточного насоса, или полный статический напор в тепловой сети; Н_к – полный напор в т.К на нагнетательном патрубке сетевого насоса; DН_т – потеря напора в теплоприготовительной установке; Н_{п1} – полный напор на подающем коллекторе, Н_{п1} = Н_к – DН_т. Располагаемый напор сетевой воды на коллекторе ТЭЦ Н₁ = Н_{п1} – Н_{о1}. Напор в любой точке сети i обозначается как Н_{пi}, Н_{оi} – полные напоры в прямом и обратном трубопроводе. Если геодезическая высота в точке i есть Z_i, то пьезометрический напор в этой точке есть Н_{пi} – Z_i, Н_{оi} – Z_i в прямом и обратном трубопроводах, соответственно. Располагаемый напор в точке i есть разность пьезометрических напоров в прямом и обратном трубопроводах – Н_{пi} – Н_{оi}. Располагаемый напор в ТС в узле присоединения абонента Д есть Н₄ = Н_{п4} – Н_{о4}.

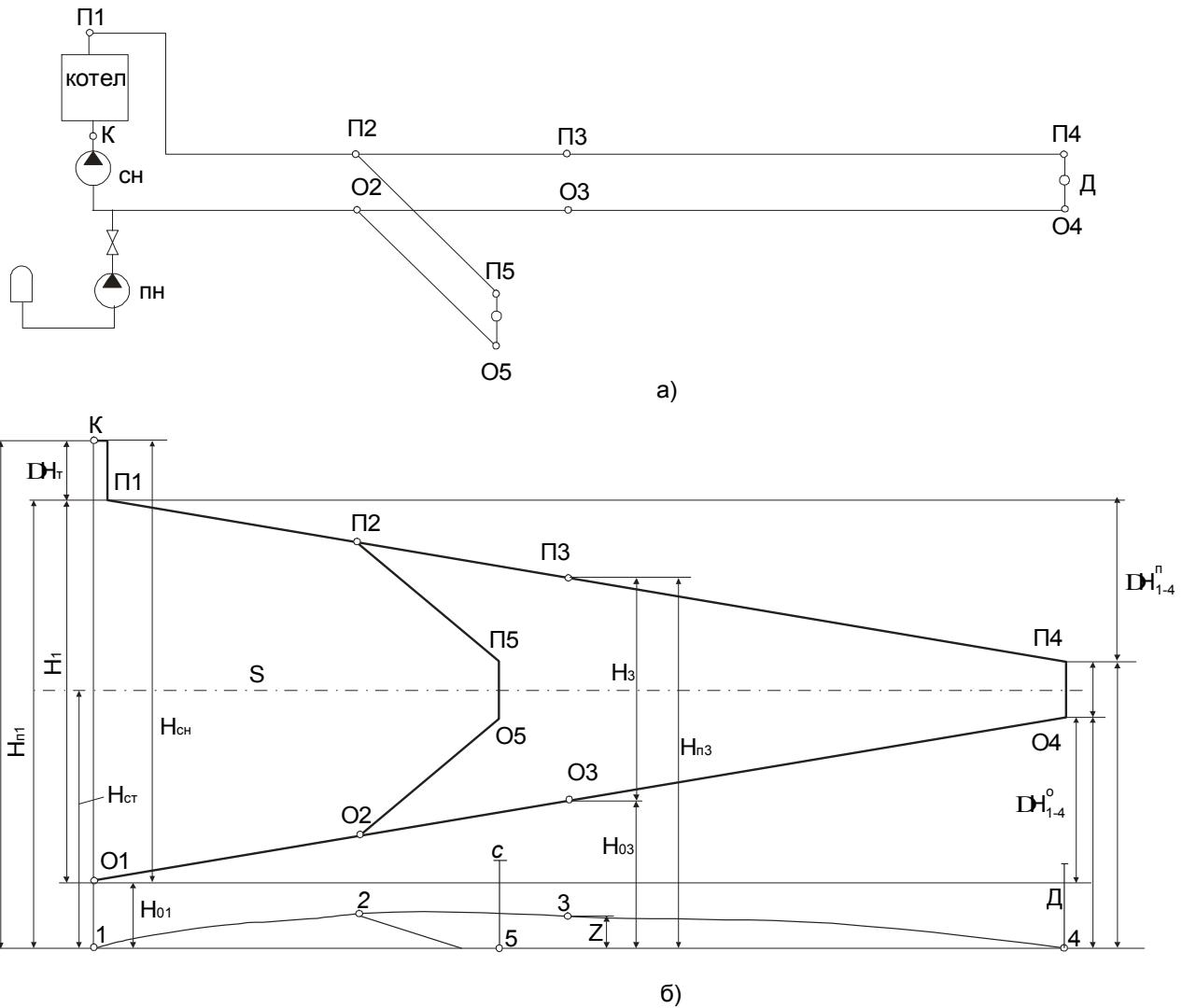


Рис.6.2. Схема (а) и пьезометрический график (б) двухтрубной тепловой сети

Потеря напора в подающей линии на участке 1 – 4 есть $\Delta H_{1-4}^n = H_{n1} - H_{n4}$. Потеря напора в обратной линии на участке 1 – 4 есть $\Delta H_{1-4}^o = H_{o4} - H_{o1}$. При работе сетевого насоса напор Нст подпиточного насоса регулируется регулятором давления до H_{n1} . При остановке сетевого насоса в сети устанавливается статический напор $H_{ст}$, развиваемый подпиточным насосом. При гидравлическом расчете паропровода можно не учитывать профиль паропровода из-за малой плотности пара. Потери напора у абонентов, например $\Delta H_5 = H_{n5} - H_{o5}$ зависят от схемы при соединения абонента. При элеваторном смешении $DH_{э} = 10 \dots 15$ м, при безэлеваторном вводе – $DH_{э} = 2 \dots 5$ м, при наличии поверхностных подогревателей $DH_{п} = 5 \dots 10$ м, при насосном смешении $DH_{нс} = 2 \dots 4$ м.

Требования к режиму давления в тепловой сети:

б. в любой точке системы давление не должно превышать максимально допустимой величины. Трубопроводы системы теплоснабжения рассчитаны на 16 ата, трубопроводы местных систем – на давление 6-7 ата;

с. во избежание подсосов воздуха в любой точке системы давление должно быть не менее 1.5 ата. Кроме того это условие необходимо для предупреждения кавитации насосов;

d. в любой точке системы давление должно быть не меньше давления насыщения при данной температуре во избежание вскипания воды;

6. 6.5. Особенности гидравлического расчета паропроводов.

7.

8. Диаметр паропровода рассчитывают исходя либо из допустимых потерь давления, либо из допустимой скорости пара. Предварительно задается плотность пара на расчетном участке.

9. - расчет по допустимым потерям давления.

10. Оценивают $R_{\text{л}} = \frac{p_h - p_k}{l(1+\alpha)}$, $a = 0.3 \dots 0.6$. По (6.9) рассчитывают диаметр трубы.

11. - задаются скоростью пара в трубе. Из уравнения для расхода пара – $G=wrF$ находят диаметр трубы.

12. По ГОСТу подбирается труба с ближайшим внутренним диаметром. Уточняются удельные линейные потери и виды местных сопротивлений, рассчитываются эквивалентные длины. Определяется давление на конце трубопровода. Рассчитываются потери тепла на расчетном участке по нормируемым потерям тепла.

13. $Q_{\text{пот}} = q_l l$, где q_l – потери тепла на единицу длины при заданной разности температур пара и окружающей среды с учетом потерь тепла на опорах, задвижках и т.п. Если q_l определено без учета потерь тепла на опорах, задвижках и т.п., то

14. $Q_{\text{пот}} = q_l(t_{cp} - t_o)(l + b)$, где t_{cp} - средняя температура пара на участке, t_o – температура окружающей среды, зависящая от способа прокладки. При наземной прокладке $t_o = t_{no}$, при подземной бесканальной прокладке $t_o = t_{zp}$ (температура грунта на глубине укладки), при прокладке в проходных и полупроходных каналах $t_o = 40 \dots 50^{\circ}\text{C}$. При прокладке в непроходных каналах $t_o = 5^{\circ}\text{C}$. По найденным потерям тепла определяют изменение энталпии пара на участке и значение энталпии пара в конце участка.

15. $Diyч = Q_{\text{пот}}/D$, $i_k = i_h - Diyч$.

16. По найденным значениям давления и энталпии пара в начале и конце участка определяется новое значение средней плотности пара $r_{cp} = (r_h + r_k)/2$. Если новое значение плотности отличается от ранее заданного более чем на 3 %, то поверочный расчет повторяют с уточнением одновременно и $R_{\text{л}}$.

6.8. Гидравлический режим тепловых сетей

Потери давления в сети пропорциональны квадрату расхода

$\Delta p = SV^2$. Пользуясь формулой для расчета потерь давления, найдем S .

$$S = A_R \frac{\rho(l + l_0)}{d^{5.25}}.$$

Потери напора в сети определяются как $\Delta H = S_h V^2$, где $S_h = A_R \frac{l + l_0}{gd^{5.25}}$.

При определении сопротивления всей сети действуют следующие правила.

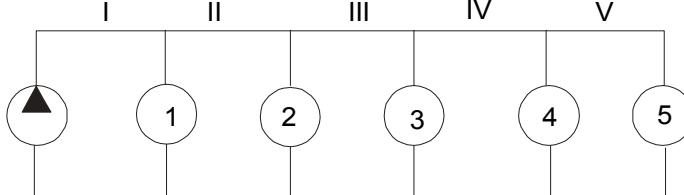
1. При последовательном соединении элементов сети суммируются их сопротивления S .

$$S_S = S_{Si}.$$

1. При параллельном соединении элементов сети суммируются их проводимости.

$$a = \frac{1}{\sqrt{S}} = \frac{G}{\sqrt{\Delta p}} . \quad a_{\Sigma} = a_1 + a_2 + \dots + a_n .$$

Одна из задач гидравлического расчета ТС – определение расхода воды у каждого абонента и в сети в целом. Обычно известны: схема сети, сопротивление участков и абонентов, располагаемый напор на коллекторе ТЭЦ или котельной.



1-5 - абонентские установки с ответвлениями;
I-V - участки магистрали

Рис. 6.6. Схема тепловой сети

Обозначим $S_I - S_V$ – сопротивления участков магистрали; $S_1 - S_5$ – сопротивления абонентов вместе с ответвлениями; V – суммарный расход воды в сети, $\text{м}^3/\text{с}$; V_m – расход воды через абонентскую установку m ; $S_{I-5} = S_I + S_1 - S_5$, где S_{I-5} – суммарное сопротивление участка I до ответвления 5; $S_{I-5} = S_I + S_1 - S_5$, где S_{I-5} – суммарное сопротивление абонентов 1-5 с соответствующими ответвлениями.

Расход воды через установку 1 найдем из уравнения

$$S_1 V_1^2 = S_{1-5} V^2 , \text{ отсюда } \bar{V}_1 = \frac{V_1}{V} = \sqrt{\frac{S_{1-5}}{1} \frac{1}{S_1}} .$$

Для абонентской установки 2

$S_2 V_2^2 = S_{2-5} (V - V_1)^2$. Разность расходов $V - V_1$ найдем из уравнения

$$S_{II-5} (V - V_1)^2 = S_{1-5} V^2 , \text{ где } S_{II-5} = S_{II} + S_{2-5} . \text{ Отсюда}$$

$$\bar{V}_2 = \frac{V_2}{V} = \sqrt{\frac{S_{1-5}}{1} \frac{S_{2-5}}{S_{II-5}} \frac{1}{S_2}} .$$

Для установки 3 получим

$$\bar{V}_3 = \sqrt{\frac{S_{1-5}}{1} \frac{S_{2-5}}{S_{II-5}} \frac{S_{3-5}}{S_{III-5}} \frac{1}{S_3}}$$

S_{3-5} - сопротивление тепловой сети со всеми ответвлениями от абонента 3 до последнего абонента 5 включительно; $S_{III-5} = S_{III} + S_{3-5}$, S_{III} - сопротивление участка III магистрали.

Для некоторого m -го потребителя из n относительный расход воды находится по формуле

$$\bar{V}_m = \sqrt{\frac{S_{1-n}}{1} \frac{S_{2-n}}{S_{II-n}} \frac{S_{3-n}}{S_{III-n}} \dots \frac{S_{m-n}}{S_{M-n}} \frac{1}{S_m}} . \text{ По этой формуле можно найти расход}$$

воды через любую абонентскую установку, если известен суммарный расход в сети и сопротивления участков сети.

2. Относительный расход воды через абонентскую установку зависит от сопротивления сети и абонентских установок и не зависит от абсолютного значения расхода воды.
3. Если к сети присоединены n абонентов, то отношение расходов воды через установки d и m , где $d < m$, зависит только от сопротивления системы, начиная от узла d до конца сети, и не зависит от сопротивления сети до узла d .

Если на каком-либо участке сети изменится сопротивление, то у всех абонентов, расположенных между этим участком и концевой точкой сети, расход воды изменится пропорционально. В этой части сети достаточно определить степень изменения расхода только у одного абонента. При изменении сопротивления любого элемента сети изменится расход как в сети, так и у всех потребителей, что приводит к разрегулировке. Разрегулировки в сети бывают соответственные и пропорциональные. При соответственной разрегулировке совпадает знак изменения расходов. При пропорциональной разрегулировке совпадает степень изменения расходов.

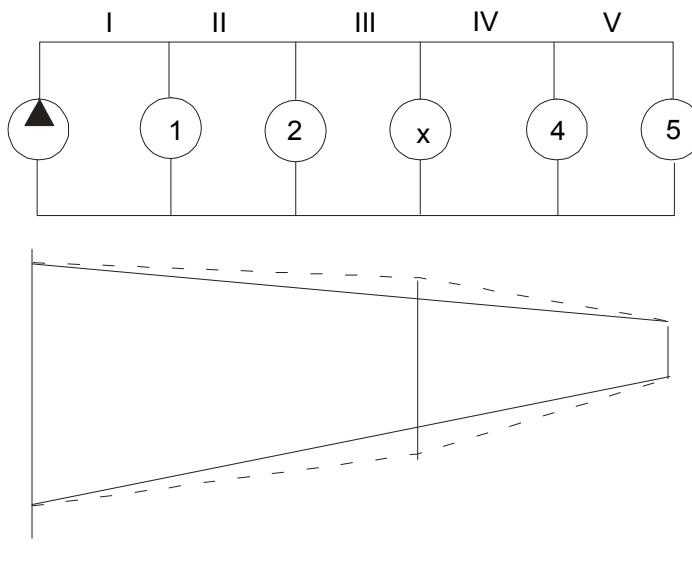


Рис. 6.7. Изменение напоров сети при отключении одного из потребителей
Если от тепловой сети отключится абонент X , то суммарное сопротивление сети увеличится (параллельное соединение). Расход воды в сети уменьшится, потери напора между станцией и абонентом X уменьшаются. Поэтому график напора (пунктир) пойдет положе. Располагаемый напор в точке X увеличится, поэтому расход в сети от абонента X до концевой точки сети увеличится. У всех абонентов от точки X до концевой точки степень изменения расхода будет одинакова – пропорциональная разрегулировка.

$$\varphi = \frac{V_{n o c _l e - i d e m}}{V_{\partial o}}$$

У абонентов между станцией и точкой X степень изменения расхода будет разной. Минимальная степень изменения расхода будет у первого абонента непосредственно у станции – $f=1$. По мере удаления от станции $f > 1$ и увеличивается. Если на станции изменится располагаемый напор, то суммарный расход воды в сети, а также расходы воды у всех абонентов изменятся пропорционально корню квадратному из располагаемого напора на станции.

3 Номограммы и таблицы гидравлического расчета. Определение напора и производительности сетевых насосов.

Насосные подстанции могут устанавливаться на подающем, обратном трубопроводах,

а также на перемычке между ними. Сооружение подстанций вызывает неблагоприятным рельефом, большой дальностью передачи, необходимостью увеличения пропускной способностью и т.д.

а). Установка насоса на подающей или обратной линиях.

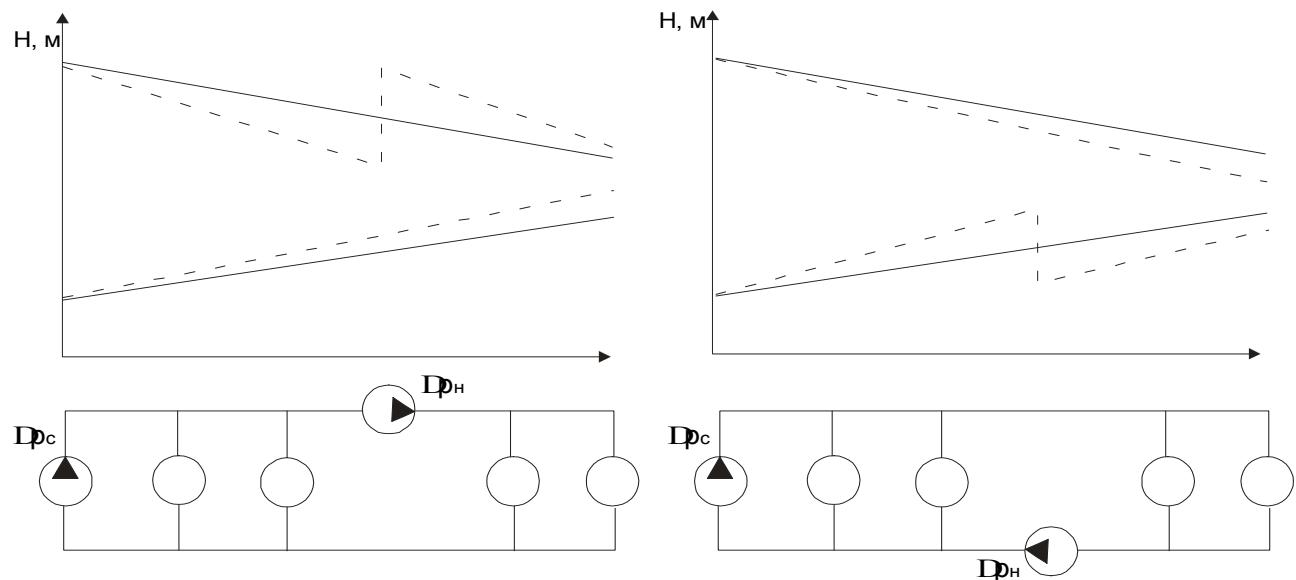


Рис.6.8. Установка насоса на подающей или последовательной линиях (последовательная работа)

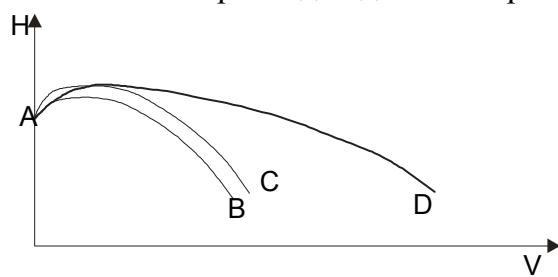
При установке насосной подстанции (НП) на подающей или обратной линиях расходы воды у потребителей, расположенных между станцией и НП уменьшаются, а у потребителей после НП – возрастают. В расчетах насос учитывается как некоторое гидравлическое сопротивление. Расчет гидравлического режима сети с НП ведут методом последовательных приближений.

- Задаются отрицательным значением гидравлического сопротивления насоса

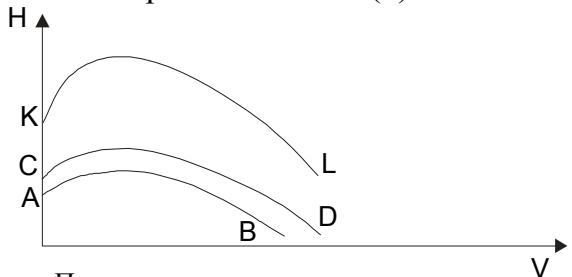
$$S_h = -\frac{\Delta p_h}{V_h^2} \quad (*)$$

- Рассчитывают сопротивление в сети, расходы воды в сети и у потребителей

- Уточняются расход воды и напор насоса и его сопротивление по (*).



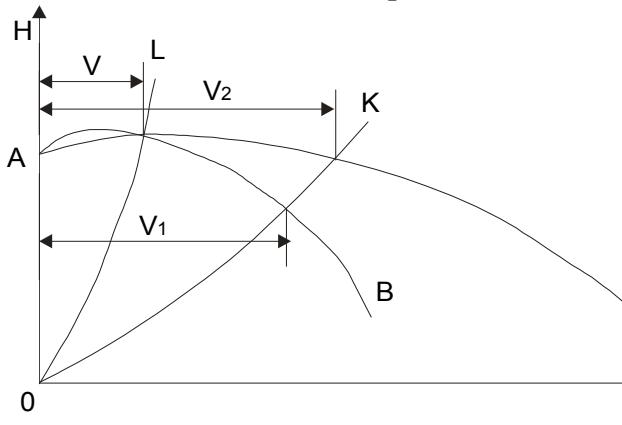
Параллельная работа насосов



Последовательное включение насосов

Рис.6.10. Суммарные характеристики последовательно и параллельно включенных насосов

При параллельном включении насосов суммарная характеристика получается путем суммирования абсцисс характеристик. При последовательном включении насосов суммарная характеристика получается суммированием ординат характеристик. Степень изменения подачи при параллельном включении насосов зависит от вида характеристики сети. Чем меньше сопротивление сети, тем эффективнее параллельное включение и наоборот.



AB – характеристика одного насоса; AD – суммарная характеристика двух насосов. Если характеристика сети $0K$, то при работе одного насоса в сеть подается расход воды V_1 , а при работе двух насосов – V_2 . То есть, два насоса подают воды больше, чем один. Если характеристика сети имеет вид $0L$, то подача воды остается одной и той же при работе и одного насоса, и двух.

Рис.6.11. Параллельное включение насосов

При последовательном включении насосов суммарная подача воды всегда больше, чем подача воды каждым из насосов в отдельности. Чем больше сопротивление сети, тем эффективнее последовательное включение насосов.

б). Установка насоса на перемычке между подающей и обратной линиях.

При установке насоса на перемычке температурный режим до и после НП неодинаков.

Для построения суммарной характеристики двух насосов предварительно характеристику насоса А переносят в узел 2, где установлен насос Б (см.рис.6.12). На приведенной характеристике насоса А2 - 2 напоры при любом расходе равны разности действительного напора этого насоса и потери напора в сети С для этого же расхода.

$H_{A2} = H_{A1} - \Delta H_c$. После приведения характеристик насосов А и Б к одному и тому же общему узлу они складываются по правилу сложения параллельно работающих насосов. При работе одного насоса Б напор в узле 2 равен H_B' , расход воды V_B' . При подключении второго насоса А напор в узле 2 возрастает до $H > H_B'$, а суммарный расход воды увеличивается до $V > V_B'$. Однако непосредственная подача насоса Б при этом уменьшается до $V_B'' < V_B'$.

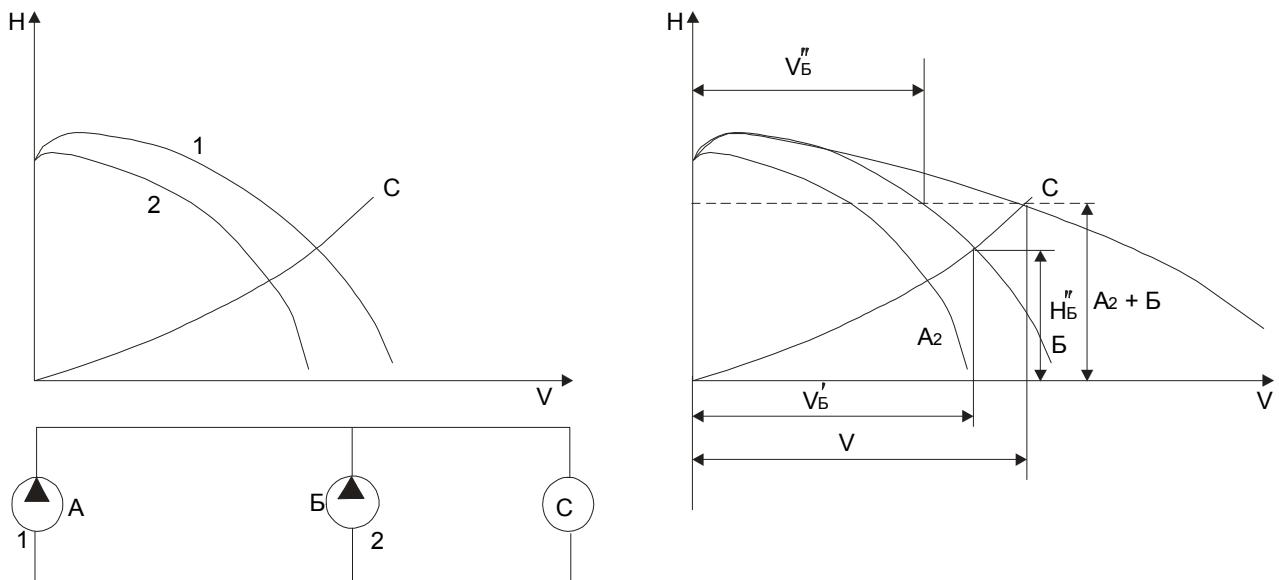


Рис.6.12. Построение гидравлической характеристики системы с двумя насосами в разных узлах

a. Работа сети с двумя источниками питания

Если ТС питается от нескольких источников тепла, то в магистральных линиях возникают точки встречи потоков воды от разных источников. Положение этих точек зависит от сопротивления ТС, распределения нагрузки вдоль магистрали, располагаемых напоров на коллекторах ТЭЦ. Суммарный расход воды в таких сечениях, как правило, задан.

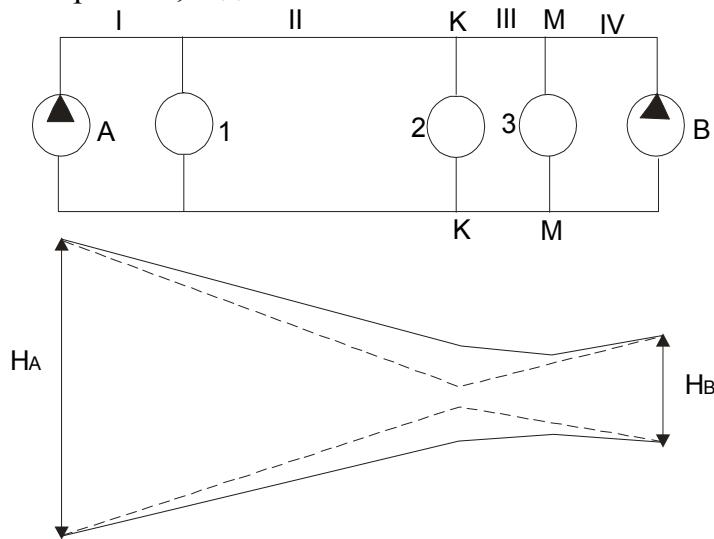


Рис.6.13. Схема ТС, питаемой от двух источников

Точка водораздела находится следующим образом. Задаются произвольными значениями расхода воды на участках магистрали исходя их 1-го закона Кирхгофа. Определяют невязки напора на основе 2-го закона Кирхгофа. Если при предварительно выбранном распределении расхода водораздел выбран в т.К, то второе уравнение Кирхгофа запишется в виде

$$S_I V_I^2 + S_{II} V_{II}^2 - S_{III} V_{III}^2 - S_{IV} V_{IV}^2 - \Delta H \rho g = \Delta p, \quad \Delta H = H_A - H_B.$$

По 2-му закону Кирхгофа определяется невязка потерь давления Dp . Чтобы сделать невязку давления равной нулю, нужно ввести в расчет поправку расхода – увязочный расход. Для этого в уравнении полагают $Dp=0$ и вместо V вводят $V+dV$ или $V-dV$. Получим

$$\frac{\Delta p}{2 \sum_{i=1}^N S_i V_i}. \quad \text{Знак } Dp \text{ равен знаку } dV. \text{ Далее уточняется распределение расхода на участках сети. Для поиска точки водораздела проверяются два расположенных рядом потребителя.}$$

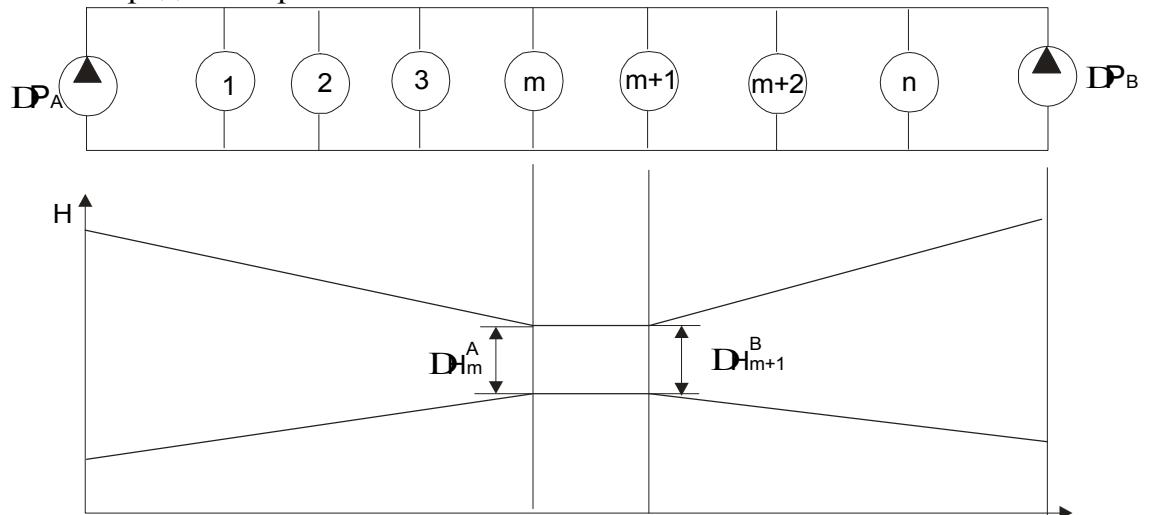


Рис.6.14. Определение положения точки водораздела

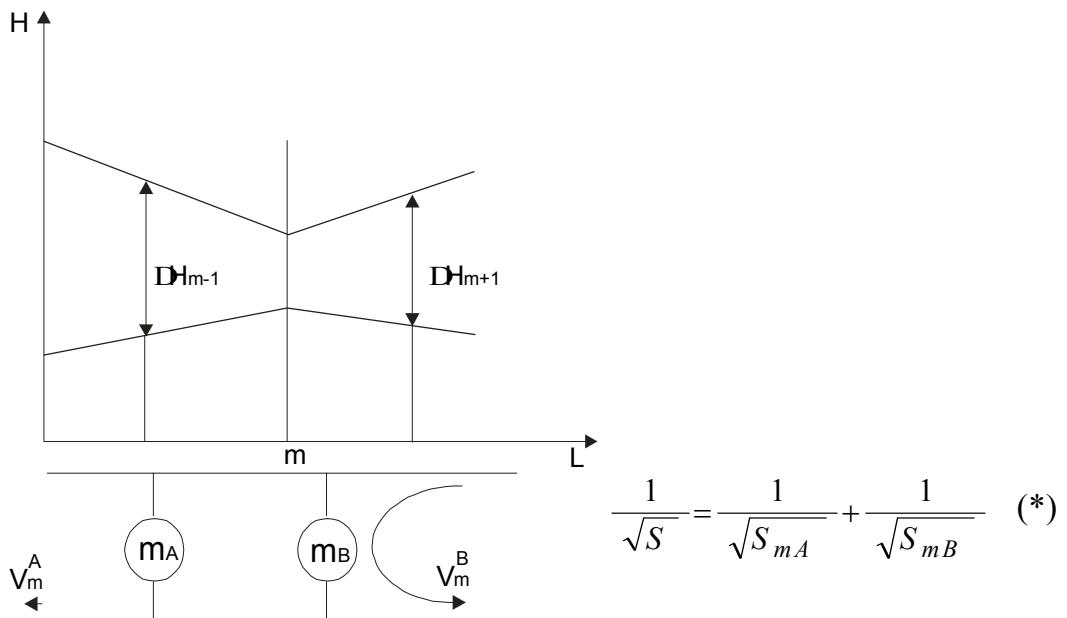
a). Точка водораздела находится между потребителями m и $m+1$. В этом случае $\Delta P_m^A = \Delta P_{m+1}^B$. Здесь ΔP_m^A - перепад давления у потребителя m при питании от станции А. ΔP_{m+1}^B - перепад давления у потребителя $m+1$ при питании от станции В.

Пусть точка водораздела находится между потребителями 1 и 2. Тогда

$$\Delta P_1^A = \Delta P_A \frac{S_1}{S_I + S_1}; \quad \Delta P_2^B = \Delta P_B \frac{S_{n-2}}{S_{N+1-2}} \frac{S_{n-1,2}}{S_{N,2}} \dots \frac{S_2}{S_{II}}. \text{ Если эти два пе-}$$

репада давления равны, то точка водораздела находится между потребителями 1 и 2. Если нет, то проверяется следующая пара потребителей, и т.д. Если ни для одной пары потребителей не обнаружено равенство располагаемых напоров, это означает, что точка водораздела находится у одного из потребителей.

б). Точка водораздела находится у потребителя m , у которого $\Delta P_{m-1}^A > \Delta P_m^B$, $\Delta P_m^A < \Delta P_{m+1}^B$.



Расчет ведется в следующем порядке.

1. Задаются одним из сопротивлений S_{mA} или S_{mB} .
 2. По уравнению (*) рассчитывают второе.
 3. Рассчитывают сопротивление сети и расходы воды, питаемой от станций А и В.
 4. Рассчитывают расходы воды у потребителя - V_m^A и V_m^B .
 5. Проверяется выполнение условия
- $$\Delta P_{mA}^A = \Delta P_{mB}^B, \quad S_{mA} (V_m^A)^2 = S_{mB} (V_m^B)^2.$$
- a. Кольцевая сеть.

Кольцевую сеть можно рассматривать как сеть с двумя источниками питания с равными напорами сетевых насосов. Положение точки водораздела в подающей и обратной магистралях совпадает, если сопротивления подающей и обратной линий одинаковы и нет подкачивающих насосов. В противном случае положения точки водораздела в подающей и обратной линиях нужно определять отдельно. Установка подкачивающего насоса приводит к смещению точки водораздела только в той линии, на которой он установлен.

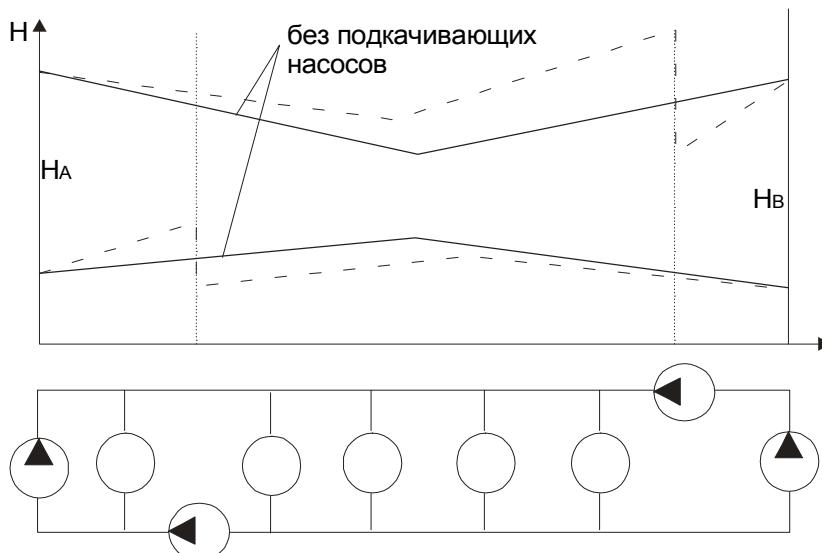
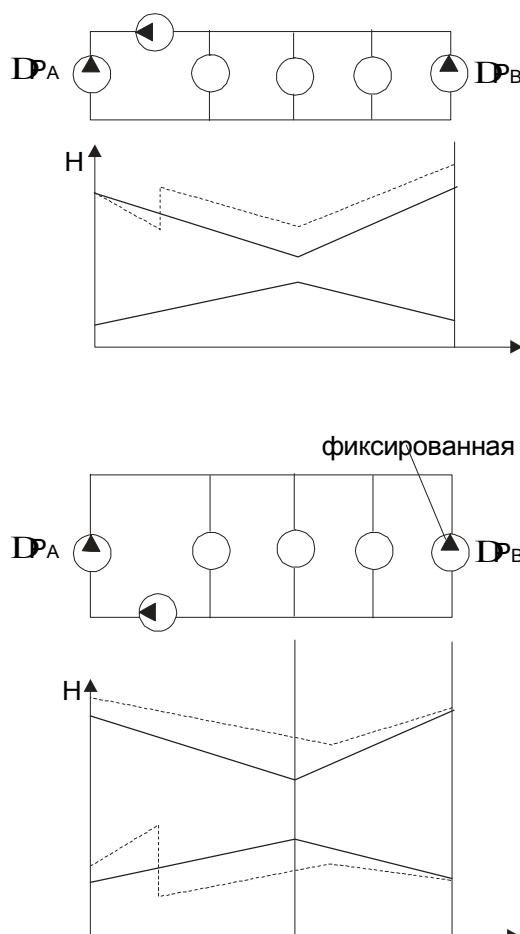


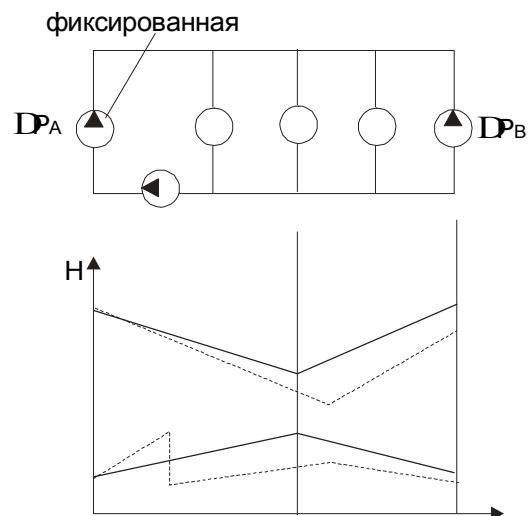
Рис.6.15. График напоров в кольцевой сети
В этом случае $H_A = H_B$.

b. Включение насосных подстанций в сети с двумя источниками питания



При установке подкачивающих насосов на подающей или обратной линии положение точки водораздела смещается в направлении подкачивающего насоса (по подающей линии). Новое положение точки водораздела может быть определено так же, как и ранее, принимая напор на станции равным

$$\Delta P_A + \Delta P_{n\ h}$$

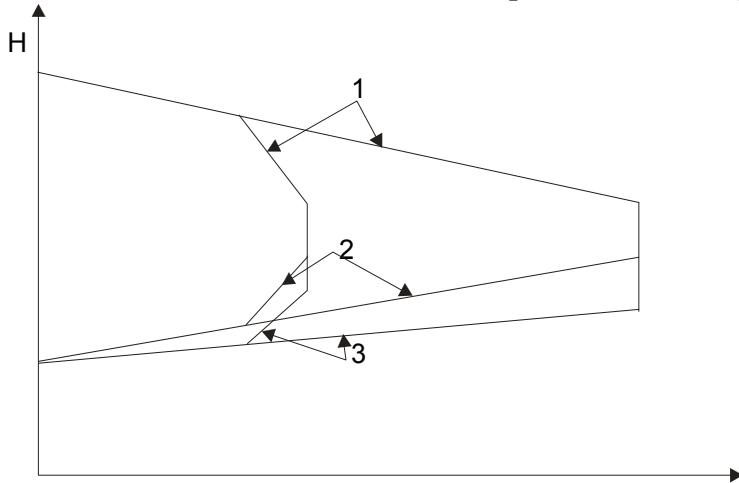


Для стабилизации режима давления при наличии подкачивающего насоса на одной из станций напор на входном коллекторе поддерживается постоянным. Этую станцию называют фиксированной, другие станции – свободными. При установке

подкачивающего насоса напор во входном коллекторе свободной станции меняется на величину $\pm \Delta H_{n_H}/2$.

a. Гидравлический режим открытых систем теплоснабжения

Основная особенность гидравлического режима открытых систем теплоснабжения заключается в том, что при наличии водоразбора расход воды в обратной линии меньше, чем в подающей. Практически эта разность равна водоразбору.



1 - подающая линия; 2 - обратная линия при отсутствии водоразбора; 3 - обратная линия при наличии водоразбора

Рис.6.18. Пьезометрический график открытой системы

Пьезометрический график подающей линии остается постоянным при любом водоразборе из обратной линии, так как расход в подающей линии поддерживается постоянным с помощью регуляторов расхода на абонентских вводах. С увеличением водоразбора уменьшается расход в обратной линии и пьезометрический график обратной линии становится более пологим. Когда водоразбор равен расходу в подающей линии, расход в обратной равен нулю и пьезометрический график обратной линии становится горизонтальным. При одинаковых диаметрах прямой и обратной линий и отсутствии водоразбора графики напора в прямой и обратной линиях симметричны. При отсутствии водоразбора на ГВС расход воды равен расчетному расходу на отопление – V_o – в прямом и обратном трубопроводах. При водоразборе полностью из прямой линии расход воды в обратной линии равен расходу на отопление, а в подающей линии – сумме расходов на отопление и ГВС. При этом снижается располагаемый напор на системе отопления и расход воды V_o меньше расчетного. При водоразборе только из обратной линии располагаемый напор на систему отопления выше расчетного. Потери давления складываются из потерь давления в подающей линии, системе отопления и обратной линии.

$$\Delta P_c = \Delta P_n + \Delta P_o + \Delta P_{o\delta}, \text{ где}$$

При отсутствии нагрузки ГВС

$$\Delta P_c = S_n (V_o^p)^2 + S_o (V_o^p)^2 + S_{o\delta} (V_o^p)^2 = (S_n + S_o + S_{o\delta}) (V_o^p)^2$$

(*)

При наличии водоразбора на ГВС

$$\Delta P_c = S_n (V_o + \beta V_{\text{гвс}})^2 + S_o V_o^2 + S_o \delta [V_o - (1-\beta)V_{\text{гвс}}]^2$$

(**)

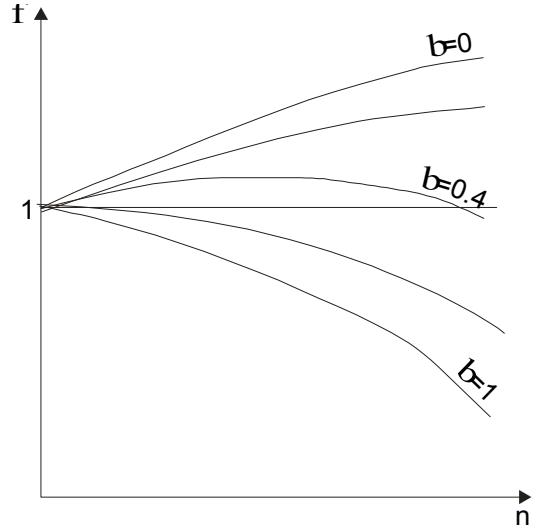
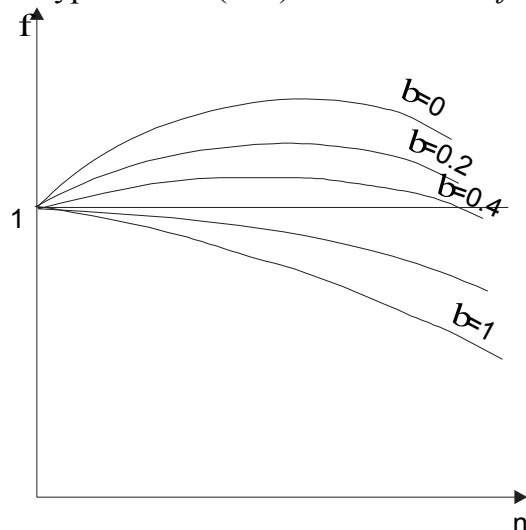
Делим (**) на (*). Обозначим

$$\alpha = \frac{\Delta P_c}{\Delta P_c^p}; \quad \bar{S}_i = \frac{S_i}{S_n + S_o + S_o \delta}; \quad \varphi = \frac{V_o}{V_o^p}; \quad n = \frac{V_{\text{гвс}}}{V_o^p}.$$

$$\alpha = \bar{S}_n (\varphi + \beta n)^2 + \bar{S}_o \varphi^2 + \bar{S}_o \delta [\varphi - (1-\beta)n]^2$$

(***)

Из уравнения (***) можно найти f .



$$\bar{S}_{o1} > \bar{S}_{o2}$$

1. При разборе воды на ГВС из подающей линии расход через систему отопления падает. При разборе из обратной линии – растет. При $b=0.4$ расход воды через систему отопления равен расчетному.

2. Степень изменения расхода воды через систему отопления – n - тем выше, чем выше нагрузка ГВС.

3. Степень изменения расхода воды через систему отопления тем больше, чем меньше сопротивление системы.

Увеличение водоразбора на ГВС может привести к ситуации, когда вся вода после системы отопления будет поступать на водоразбор ГВС. При этом расход воды в обратном трубопроводе будет равен нулю.

$$\Delta P_{o\delta} = 0. \text{ Из (***)}: \quad \bar{S}_o \delta [\varphi - (1-\beta)n_{kp}^{o\delta}]^2 = 0, \text{ откуда} \quad \varphi = (1-\beta)n_{kp}^{o\delta} \quad (****)$$

Подставим (****) в (***) и найдем $n_{kp}^{o\delta}$.

$$n_{kp}^{o\delta} = \sqrt{\frac{\alpha}{\bar{S}_n + \bar{S}_o (1-\beta)^2}}.$$

При $n > n_{kp}^{o\delta}$ вода на ГВС начинает поступать из обратной линии и после системы отопления. При этом давление в системе отопления падает и при некотором значении нагрузки ГВС избыточное давление станет равным 0. В этом случае вода в систему отопления поступать не будет, а на ГВС вода будет поступать из подающей линии.

щей и обратной линий. Это – критический режим для системы отопления $-f=0$. Из (***):

$\alpha = \bar{S}_n (\beta n_{kp}^{om})^2 - \bar{S}_o \delta (1-\beta)^2 (n_{kp}^{om})^2$. Знак "-" означает, что направление движения в обратной линии изменилось на противоположное. Отсюда найдем

$$n_{kp}^{om} = \sqrt{\frac{\alpha}{\bar{S}_n \beta^2 - \bar{S}_o \delta (1-\beta)^2}}.$$

Условие выравнивания режима $- \bar{S}_n \beta^2 > \bar{S}_o \delta (1-\beta)^2$. Для поддержания V_o на расчетном уровне целесообразно работать с переменным напором сетевых насосов на станции.

1.9 Лекция № 9 (2 часа).

Тема: «Теплоэлектроцентрали промышленных предприятий»

1.9.1 Вопросы лекции:

1. Назначение, классификация. Методика составления и расчета тепловых схем ТЭЦ.
2. Схемы отпуска тепла от ТЭЦ, составление и методика расчета
3. Оборудование теплоподготовительной установки (ТПУ) ТЭЦ, его выбор.
4. ТЭЦ, использующие энергетические ресурсы предприятий.

1.9.2 Краткое содержание вопросов:

1. Назначение, классификация. Методика составления и расчета тепловых схем ТЭЦ.

Тепловая электростанция,рабатывающая не только электрическую энергию, но и тепло, отпускаемое потребителям в виде пара и горячей воды. Использование в практических целях отработавшего тепла двигателей, вращающих электрические генераторы, является отличительной особенностью ТЭЦ и носит название Теплофикация. Комбинированное производство энергии двух видов способствует более экономическому использованию топлива по сравнению с раздельной выработкой электроэнергии на конденсационных электростанциях (в СССР — ГРЭС) и тепловой энергии на местных котельных установках. Замена местных котельных, нерационально использующих топливо и загрязняющих атмосферу городов и посёлков, централизованной системой теплоснабжения (См. Теплоснабжение) способствует не только значительной экономии топлива, но и повышению чистоты воздушного бассейна, улучшению санитарного состояния населённых мест.

Исходный источник энергии на ТЭЦ — органическое топливо (на паротурбинных и газотурбинных ТЭЦ) либо ядерное топливо (на планируемых атомных ТЭЦ). Преимущественное распространение имеют (1976) паротурбинные ТЭЦ на органическом топливе (*рис. 1*), являющиеся наряду с конденсационными электростанциями основным видом тепловых паротурбинных электростанций (ТПЭС). Различают ТЭЦ промышленного типа — для снабжения теплом промышленных предприятий, и отопительного типа — для отопления жилых и общественных зданий, а также для снабжения их горячей водой. Тепло от промышленных ТЭЦ передаётся на расстояние до нескольких км (преимущественно в виде тепла пара), от отопительных — на расстояние до 20—30 км (в виде тепла горячей воды).

Основное оборудование паротурбинных ТЭЦ — турбоагрегаты, преобразующие энергию рабочего вещества (пара) в электрическую энергию, и Котлоагрегаты, вырабатывающие пар для турбин. В состав турбоагрегата входят Паровая турбина и Синхронный генератор. Паровые турбины, используемые на ТЭЦ, называются теплофикационными турбинами. Среди них различают ТТ: с противодавлением, обычно равным $0,7—1,5 \text{ Мн}/\text{м}^2$ (устанавливаются на ТЭЦ, снабжающих паром промышленные предприятия); с конденсацией и отборами пара под давлением $0,7—1,5 \text{ Мн}/\text{м}^2$ (для промышленных потребителей) и $0,05—0,25 \text{ Мн}/\text{м}^2$ (для коммунально-бытовых потребителей); с конденсацией и отбором пара (отопительным) под давлением $0,05—0,25 \text{ Мн}/\text{м}^2$.

Отработавшее тепло ТТ с противодавлением можно использовать полностью. Однако электрическая мощность, развиваемая такими турбинами, зависит непосредственно от величины тепловой нагрузки, и при отсутствии последней (как это, например, бывает в летнее время на отопительных ТЭЦ) они не вырабатывают электрической мощности. Поэтому ТТ с противодавлением применяют лишь при наличии достаточно равномерной тепловой нагрузки, обеспеченной на всё время действия ТЭЦ (то есть преимущественно на промышленных ТЭЦ).

У ТТ с конденсацией и отбором пара для снабжения теплом потребителей используется лишь пар отборов, а тепло конденсационного потока пара отдаётся в конденсаторе охлаждающей воде и теряется. Для сокращения потерь тепла такие ТТ большую часть времени должны работать по «тепловому» графику, то есть с минимальным «вентиляционным» пропуском пара в конденсатор. В СССР разработаны и строятся ТТ с конденсацией и отбором пара, в которых использование тепла конденсации предусмотрено: такие ТТ в условиях достаточной тепловой нагрузки могут работать как ТТ с противодавлением. ТТ с конденсацией и отбором пара получили на ТЭЦ преимущественное распространение как универсальные по возможным режимам работы. Их использование позволяет регулировать тепловую и электрическую нагрузки практически независимо; в частном случае, при пониженных тепловых нагрузках или при их отсутствии, ТЭЦ может работать по «электрическому» графику, с необходимой, полной или почти полной электрической мощностью.

Электрическую мощность теплофикационных турбоагрегатов (В отличие от конденсационных) выбирают предпочтительно не по заданной шкале мощностей, а по количеству расходуемого ими свежего пара. Поэтому в СССР крупные теплофикационные турбоагрегаты унифицированы именно по этому параметру. Так, турбоагрегаты Р-100 с противодавлением, ПТ-135 с промышленными и отопительными отборами и Т-175 с отопительным отбором имеют одинаковый расход свежего пара (около $750 \text{ т}/\text{ч}$), но различную электрическую мощность (соответственно 100, 135 и 175 Мвт). Котлоагрегаты, вырабатывающие пар для таких турбин, имеют одинаковую производительность (около $800 \text{ т}/\text{ч}$). Такая унификация позволяет использовать на одной ТЭЦ турбоагрегаты различных типов с одинаковым тепловым оборудованием котлов и турбин. В СССР унифицируются также котлоагрегаты, используемые для работы на ТПЭС различного назначения. Так, котлоагрегаты производительностью по пару $1000 \text{ т}/\text{ч}$ используют для снабжения паром как конденсационных турбин на 300 Мвт , так и самых крупных в мире ТТ на 250 Мвт .

Давление свежего пара на ТЭЦ принято в СССР равным Теплоэлектроцентраль $13—14 \text{ Мн}/\text{м}^2$ (преимущественно) и Теплоэлектроцентраль $24—25 \text{ Мн}/\text{м}^2$ (на наиболее крупных теплофикационных энергоблоках — мощностью 250 Мвт). На

ТЭЦ с давлением пара $13—14 \text{ Мн}/\text{м}^2$, в отличие от ГРЭС, отсутствует промежуточный перегрев пара, так как на таких ТЭЦ он не даёт столь существенных технических и экономических преимуществ, как на ГРЭС. Энергоблоки мощностью 250 Мвт на ТЭЦ с отопительной нагрузкой выполняют с промежуточным перегревом пара.

Тепловая нагрузка на отопительных ТЭЦ неравномерна в течение года. В целях снижения затрат на основное энергетическое оборудование часть тепла (40—50%) в периоды повышенной нагрузки подаётся потребителям от пиковых водогрейных котлов. Доля тепла, отпускаемого основным энергетическим оборудованием при наибольшей нагрузке, определяет величину коэффициента теплофикации ТЭЦ (обычно равного 0,5—0,6). Подобным же образом можно покрывать пики тепловой (паровой) промышленной нагрузки (около 10—20% от максимальной) пиковыми паровыми котлами невысокого давления. Отпуск тепла может осуществляться по двум схемам (*рис. 2*). При открытой схеме пар от турбин направляется непосредственно к потребителям. При закрытой схеме тепло к теплоносителю (пару, воде), транспортируемому к потребителям, подводится через теплообменники (паропаровые и пароводяные). Выбор схемы определяется в значительной мере водным режимом ТЭЦ.

На ТЭЦ используют твёрдое, жидкое или газообразное топливо. Вследствие большей близости ТЭЦ к населённым местам на них шире (по сравнению с ГРЭС) используют более ценное, меньше загрязняющее атмосферу твёрдыми выбросами топливо — мазут и газ. Для защиты воздушного бассейна от загрязнения твёрдыми частицами используют (как и на ГРЭС) золоуловители, для рассеивания в атмосфере твёрдых частиц, окислов серы и азота сооружают дымовые трубы высотой до 200—250 м. ТЭЦ, сооружаемые вблизи потребителей тепла, обычно отстоят от источников водоснабжения на значительном расстоянии. Поэтому на большинстве ТЭЦ применяют обратную систему водоснабжения с искусственными охладителями — Градирнями. Прямоточное водоснабжение на ТЭЦ встречается редко.

На газотурбинных ТЭЦ в качестве привода электрических генераторов используют газовые турбины. Теплоснабжение потребителей осуществляется за счёт тепла, отбираемого при охлаждении воздуха, сжимаемого компрессорами газотурбинной установки, и тепла газов, отработавших в турбине. В качестве ТЭЦ могут работать также парогазовые электростанции (оснащенные паротурбинными и газотурбинными агрегатами) и атомные электростанции.

Наибольшее распространение ТЭЦ получили в СССР. Первые теплопроводы были проложены от электростанций Ленинграда и Москвы (1924, 1928). С 30-х гг. началось проектирование и строительство ТЭЦ мощностью $100—200 \text{ Мвт}$. К концу 1940 мощность всех действующих ТЭЦ достигла 2 Гвт , годовой отпуск тепла — 10^8 Гдж , а протяжённость тепловых сетей (См. Тепловая сеть) — 650 км. В середине 70-х гг. суммарная электрическая мощность ТЭЦ составляет около 60 Гвт (при общей мощности электростанций Теплоэлектроцентраль 220 и тепловых электростанций Теплоэлектроцентраль 180 Гвт). Годовая выработка электроэнергии на ТЭЦ достигает 330 млрд. квт·ч, отпуск тепла — $4 \cdot 10^9 \text{ Гдж}$; мощность отдельных новых ТЭЦ — $1,5—1,6 \text{ Гвт}$ при часовом отпуске тепла до $(1,6—2,0) \cdot 10^4 \text{ Гдж}$; удельная выработка электроэнергии при отпуске 1 Гдж тепла — $150—160 \text{ квт·ч}$. Удельный расход условного топлива на производство 1 квт·ч электроэнергии составляет в среднем 290 г (тогда как на ГРЭС — 370 г); наименьший среднегодовой удельный расход условного топлива на ТЭЦ около 200 г/квт·ч (на лучших ГРЭС

— около 300 г/квт.ч). Такой пониженный (по сравнению с ГРЭС) удельный расход топлива объясняется комбинированным производством энергии двух видов с использованием тепла отработавшего пара. В СССР ТЭЦ дают экономию до 25 млн. т условного топлива в год (Теплоэлектроцентраль 11% всего топлива, идущего на производство электроэнергии).

ТЭЦ — основное производственное звено в системе централизованного теплоснабжения. Строительство ТЭЦ — одно из основных направлений развития энергетического хозяйства в СССР и др. социалистических странах. В капиталистических странах ТЭЦ имеют ограниченное распространение (в основном промышленные ТЭЦ).

2. Схемы отпуска тепла от ТЭЦ, составление и методика расчета.

Схемы отпуска тепла в виде пара.

Отпуск тепловой энергии в виде пара, целиком определяется ее потребителем и тем технологическим процессом в котором он участвует.

Для отпуска пара потребителю с технологическими параметрами используется несколько типов схем отпуска, в зависимости от технологического оборудования установленного на ТЭЦ.

В свою очередь выбор типа оборудования при проектировании и строительстве ТЭЦ учитывает наличие потребителей разных типов.

Отпуск пара (теплоты) внешнему потребителю осуществляется по двум принципиально различным схемам:

- открытая схема отпуска пара (теплоты) (рис.8.1.) и
- закрытая схема (рис. 8.2.)

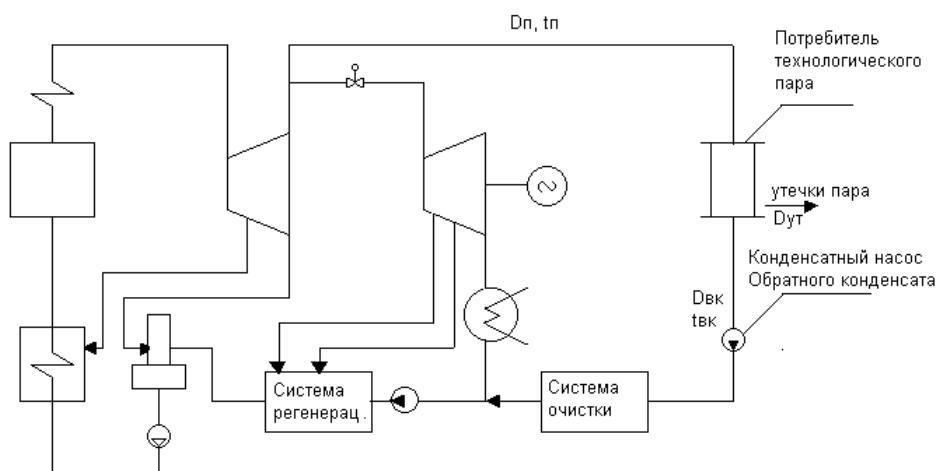


Рис.1. Открытая схема отпуска тепла

В первом случае пар промышленному потребителю поступает непосредственно из отборов турбины типа ПТ или противодавления Р в качестве резервного отпуска пара предусматривается подача пара от РОУ с соответствующими параметрами.

рами. При открытой схеме отпуска пар участвует в технологическом процессе, а возврат его на станцию либо совсем не производится, либо производится возврат только части сконденсированного пара. В большинстве случаев возвращаемый конденсат нуждается в дополнительной очистке, либо требуется существенное восполнение потерь конденсата водой.

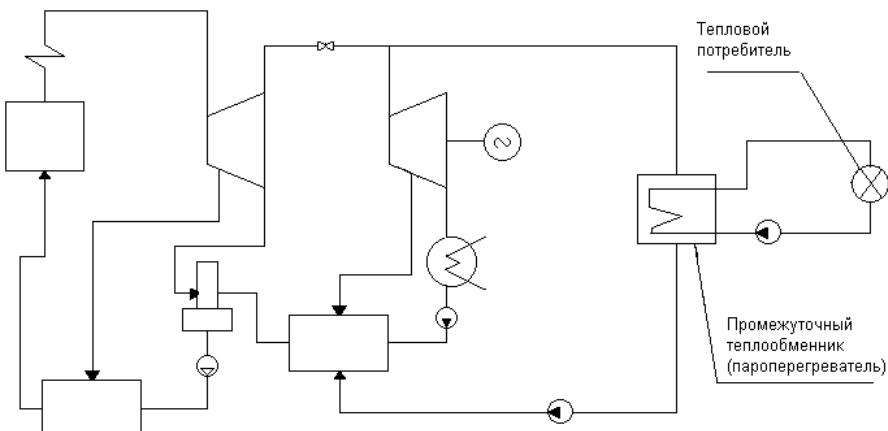


Рис.2. Закрытая схема отпуска тепла.

В закрытой схеме отпуска пара (теплоты) потребителю отпуск пара производится через промежуточный теплообменник. При этом пар из отборов турбины является греющей средой для генерации вторичного пара, идущего к внешнему потребителю. Пар из отбора турбины, отдавая свое тепло, остается на ТЭЦ.

Преимущество такой схемы заключается в том, что основной контур остается закрытым и потери питательной воды для отпуска пара не превосходят работы станции в обычном режиме, т. е. происходит существенная экономия затрат на подготовку питательной воды. Вместе с тем, для обеспечения необходимых параметров отпуска пара потребителю, в большинстве случаев, это пар используемый в технологических процессах, требуется пар с определенными параметрами Рп и тп. Причем как правило, чаще более важным является обеспечение Рп. В этом случае для обеспечения параметров пара, генерируемого в паропреобразовательных установках, параметры греющего пара из отбора турбины должны иметь давление, превосходящее давление отпускаемого пара на величину ΔP , обеспечивающую необходимый температурный напор в паропреобразователе для генерации пара. В результате параметры пара в отборе возрастают до:

$$P_{отб} = P_p + \Delta P$$

В результате срабатываемый в турбине теплоперепад, паром идущим на паропреобразователь уменьшается и мощность вырабатываемая этим паром уменьшается на величину, которую можно оценить по упрощенному выражению (более точно определить величину изменения мощности можно путем расчета тепловой схемы турбагрегата, при открытом и закрытом способе отпуска, так как в этом случае будет учтено еще и изменение вносимые работой системы регенерации и местом возврата конденсата в систему регенерации при закрытой схеме и ввода подпитки, при открытой схеме):

$$\Delta N = D_n (h_{out} - h_n) \eta_s \eta_u,$$

где, D_n -расход отборного пара;

$\eta_{э}, \eta_m$ –КПД, электрический и механический, генератора.

Эффективность той или иной схемы может быть определена на основании сравнения затрат при различных схемах отпуска, с учетом эксплуатационных и капитальных затрат.

Использование той или иной схемы отпуска технологического пара приводит к резкому изменению балансов пара и конденсата на ТЭЦ. При открытой схеме отпуска пара потери конденсата резко возрастают, что сказывается как на условиях эксплуатации, так и на конструктивном исполнении ТЭЦ. Требуется значительное увеличение производительности водоподготовительных установок и систем очистки конденсата.

Отпуск тепла в виде горячей воды

Затраты теплоты на отопление и вентиляцию в виде горячей воды зависят от климатических факторов: в основном -- от температуры наружного воздуха , влажности ,и силы ветра, а также от тепловой изоляции зданий. Эта нагрузка носит сезонный характер и наличие ее зависит от продолжительности отопительного сезона.

Продолжительность отопительного сезона зависит от климатических условий данного района и продолжительности (длительности) стояния температур наружного воздуха. Отопительный сезон в нашей стране начинается, когда $t_{нв}$ опускается ниже 8°C в течении трёх суток подряд (имеется в виду среднесуточная температура). Это же условие является показателем окончания отопительного сезона.

В отопительный период теплофикационные турбины работают по тепловому графику нагрузки, а в неотопительный переводятся на конденсационный режим.

Как правило в течение суток тепловая нагрузка на отопление и вентиляцию меняется не существенно.

Главная часть изменения теплопотребления обусловлена в основном расходом воды на горячее водоснабжение . Потребление горячего водоснабжения зависит от объекта и его назначения и может колебаться в очень широких пределах.

Для жилых районов увеличение потребления горячей воды наблюдается в утренние часы (6-10 часов) и вечерние (18-23 часа).

Днём расход теплоты на горячее водоснабжение значительно ниже (на 15-45%) по сравнению с максимальным значением, а вочные часы эта нагрузка может понизиться на 90% от максимального значения.

На рис 8.3 приведены изменение тепловой нагрузки на отопление, вентиляцию и горячее водоснабжение в течение года, в зависимости от температуры наружного воздуха и продолжительности стояния температур.

В целом теплофикационные турбины ТЭЦ могут использоваться в двух основных режимах:

1. При работе по электрическому графику нагрузки, когда основной регулируемой величиной является производство и отпуск №э и при этом турбина работает, как правило, со значительным конденсационным пропуском пара в конденсатор или в чисто конденсационном режиме (весь пар кроме расхода на регенерацию поступает в конденсатор).
2. При работе по тепловому графику, когда регулирующая диафрагма закрыта полностью и регулируется отпуск тепла и его качество, а электрическая

мощность в этом случае зависит от количества и параметров используемого на теплофикацию пара. В конденсатор при этом пропускается только минимальный (вентиляционный) пропуск пара, обеспечивающий охлаждение последних ступеней ЦНД.

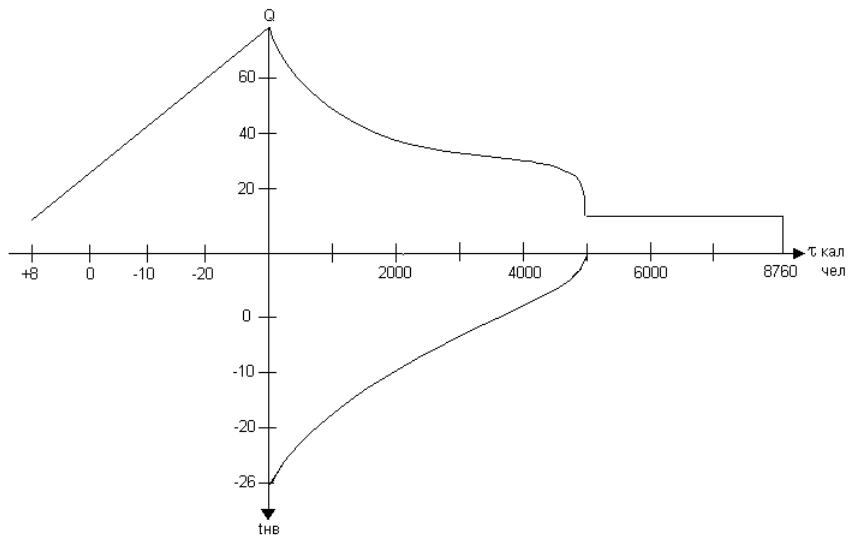


Рис.8.4. График изменения тепловой нагрузки в зависимости от температуры наружного воздуха и продолжительности отопительного сезона.

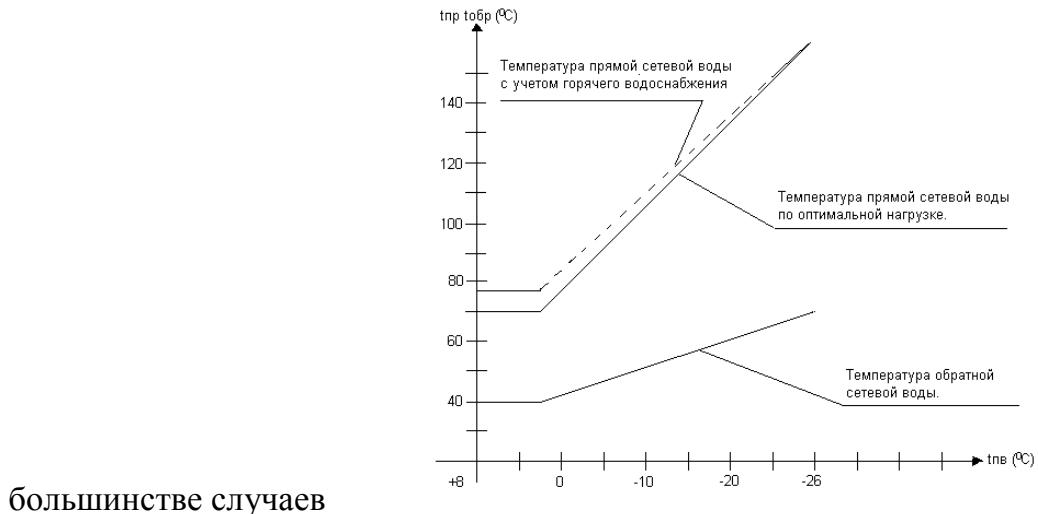
Основным методом регулирования отпуска тепла в системах централизованного теплоснабжения России является центральный и качественный способ регулирования. Суть такого метода заключается в изменении качества т.е. температуры теплоносителя от отпускаемого источника тепла , в соответствии с потребностью основного вида нагрузки . В качестве основного вида нагрузки как правило выступает нагрузка отопления. При этом расход теплоносителя (сетевой воды)остаётся постоянным.

Для того, чтобы покрывать меняющуюся в течении отопительного сезона тепловую нагрузку, температура воды в теплосети должна меняться в широких пределах, в зависимости от температуры наружного воздуха.

В этом случае отпуск тепла от ТЭЦ ведется по температурному графику теплосети . Такой температурный график рассчитывается для каждого источника отпуска тепла (ТЭЦ) с учетом покрытия совместной нагрузки отопления , горячего водоснабжения и вентиляции, а также с учетом способа включения подогревателей горячей воды.

Наиболее распространенной является схема так называемого последовательного присоединения подогревателей горячей воды типичный температурный график отпуска тепла по такой схеме представлен на рис.8.5.

Следует отметить, что, тек как отпуск тепла от ТЭЦ ведется с учетом совместной нагрузки горячего водоснабжения , отопления и вентиляции и так как в



большинстве случаев

Рис.8.5. Типовой температурный график теплосети.

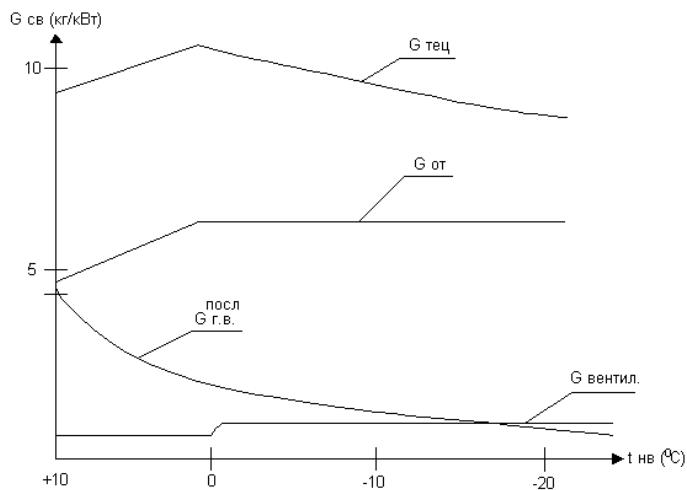


Рис.8.6. График изменения расхода сетевой воды от $t_{\text{НВ}}$.

используется последовательная схема включения подогревателей горячей воды, то расход сетевой воды через сетевые подогреватели меняется с понижением $t_{\text{НВ}}$ как представлено на рис.8.6.

Как видно из рис. 8.6. в чистом виде качественное регулирование происходит только в диапазоне температур наружного воздуха ниже уровня, когда происходит излом температур прямой и обратной воды температурного графика теплосети. До этого момента, поскольку температура прямой и обратной воды остаются постоянными, то регулирование отпуска тепла происходит за счет изменения расхода сетевой воды (рис.8.6).

Подогрев сетевой воды на современных ТЭЦ осуществляется последовательно в нескольких ступенях. В качестве таких ступеней используется подогрев в одном или нескольких подогревателях сетевой воды и затем по мере понижения температуры наружного воздуха производят догрев до необходимой температуры в

пиковыми бойлерами или пиковыми водогрейными котлах. На рис.8.7. представлены различные схемы отпуска тепла

Рис.8.7а — схема отпуска с одним основным сетевым подогревателем и пиковым бойлером питаемым от промышленного отбора через РОУ

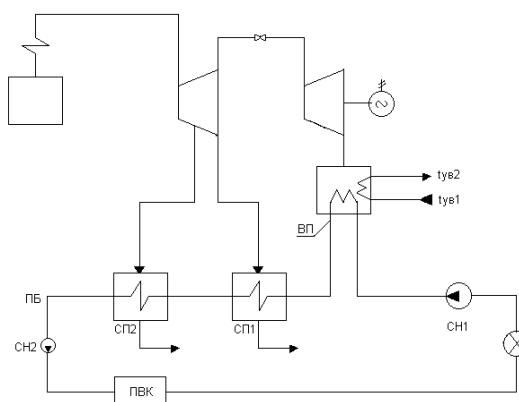
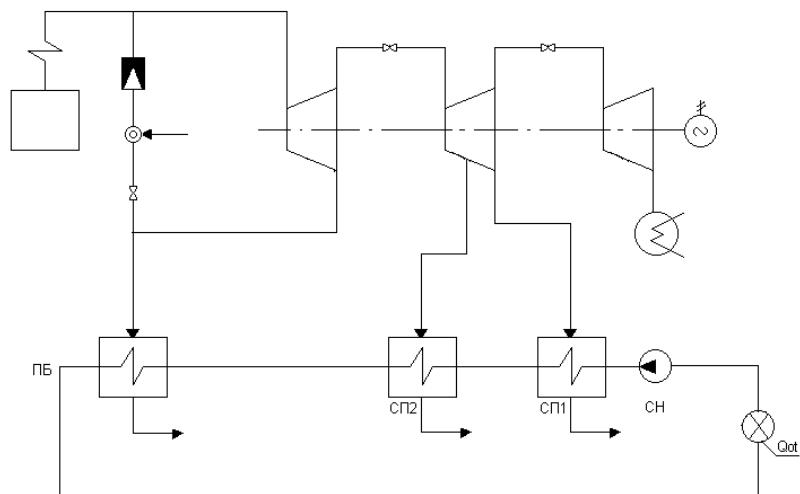
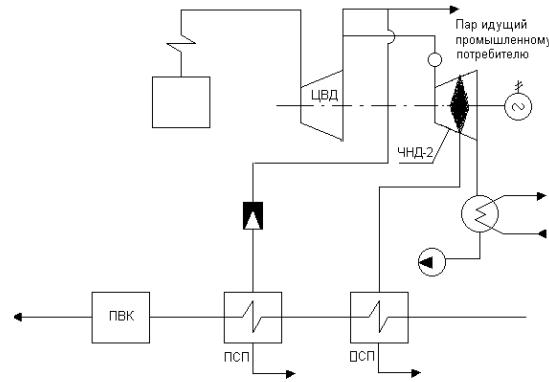


Рис.8.7. (а,б,в) схемы подогрева сетевой воды, и отпуска тепла на ТЭЦ.

Рис.8.7б—схема отпуска тепла с подогревом в двухступенчатой (СП1и СП2)системе сетевых подогревателей с пиковым бойлером питаемом паром от промышленного отбора турбины типа ПТ и резервным питанием ПБ паром от энергетического котла через РОУ.

Рис8.7в— Трёхступенчатая последовательная схема подогрева воды во встроенным в конденсатор теплофикационном пучке и двух сетевых подогревателях . В качестве пикового источника используется ПВК.

3 Оборудование теплоподготовительной установки (ТПУ) ТЭЦ, его выбор.

Для обеспечения отопительно-вентиляционной нагрузки, а также нагрузки горячего водоснабжения на современных ТЭЦ устанавливают конденсационные турбины с отопительным отбором типа Т (табл. 4.14). Эти турбины могут использоваться одновременно и для обеспечения технологической нагрузки, когда теплоносителем является вода. Если для технологических целей требуется теплоноситель пар, могут быть приняты конденсационные турбины ПТ с одним регулируемым производственным и одним или двумя теплофикационными отборами пара (один из них регулируемый). Пар из производственного отбора используется только для технологических целей, из теплофикационных - для подогрева сетевой воды.

Все конденсационные турбины типа Т и ПТ (кроме ПТ-60) укомплектованы двумя горизонтальными подогревателями ПСГ (верхняя и нижняя ступени подогрева). Подогревательная установка сетевой воды в данном случае состоит из четырех ступеней подогрева: встроенного в конденсатор теплофикационного пучка, подогревателей нижней и верхней ступеней и пикового котла. Теплофикационный пучок конденсатора чаще всего используют для предварительного нагрева подпиточной воды при открытых системах теплоснабжения и сетевой воды при закрытых системах.

Основные типы и показатели крупных теплофикационных турбин

Таблица 4.14

Тип турбины	Номинальная мощность, МВт	Давление сжатого пара, МПа	Температура сжатого пара, °С	Номинальный расход сжатого пара, т/ч	Давление в регулируемых отборах, МПа		Номинальная нагрузка теплофикационного отбора, ГДж/ч	Номинальная производственная нагрузка отбора, т/ч	Расход пара в отборе, т/ч	Площадь поверхности сетевых подогревателей, м ²
					теплофикационном	производственном				
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
T-50/60-130	55	13	565	256	0,05 0,06	0,2 0,25	—	398	—	180
T-100/120-130	105	13	565	460	0,05 0,06	0,2 0,25	—	704	—	310
T-170/205-130	170	13	565	738	0,05 0,06	0,2 0,3	—	1100	—	520
T-175/215-130	175	13	540	628	0,05 0,06	0,15 0,2	—	1006	—	465
T-250/300-240	250	24	565	905	0,05 0,06	0,2 0,2	—	1383	—	645
ПТ-60/75-90/13	60	9	565	390	0,07	0,25	1 1	251 1,6	165	115/160(165/290)
ПТ-60/75-130/13	60	13	565	350	0,07	0,25	1 1	218 1,6	140	100/160(140/250)
ПТ-50/60-130/7	50	13	565	274	0,05	0,25	0,5 0,5	168 1,0	118	80/120(118/160)
ПТ-135/165-130/15	135	13	565	738	0,04	0,25	1,2 2,1	461 2,1	320	220/320(320/480)
P-50-130/13	50	13	565	370	—	—	0,7 2,1	—	320	—
P-100-130/15	100	13	565	760	—	—	1,2 1,5	—	650	—

Примечание В графе «10» первая дробь – расход пара в теплофикационном отборе, в скобках – расход пара в производственном отборе, в числителе – при номинальном режиме, в знаменателе – максимальный расход пара через данный отбор, когда второй закрыт

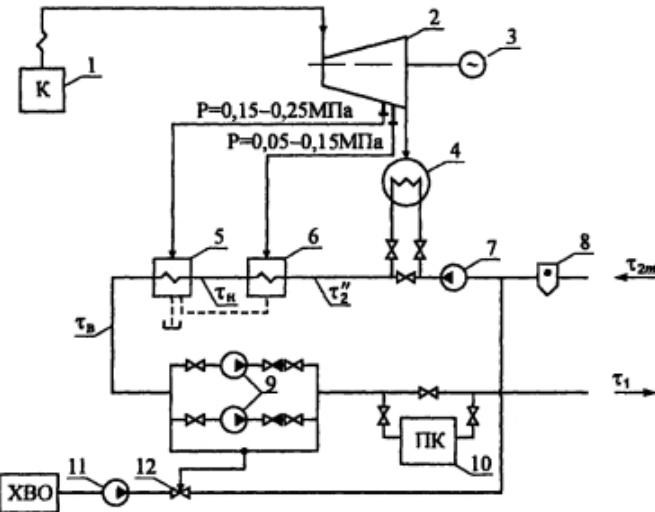


Рис. 4.13. Принципиальная схема теплоподготовительной установки
 1 – котел, 2 – турбина, 3 – электрогенератор, 4 – конденсатор, 5 – сетевой подогреватель верхней ступени, 6 – сетевой подогреватель нижней ступени, 7 – бустерный насос, 8 – фильтр-грязевик, 9 – сетевые насосы, 10 – пиковый котел, 11 – подпиточный насос, 12 – регулятор подпитки

В качестве пиковых котлов применяют водогрейные котлы ПТВМ или КВГМ, устанавливаемые на территории станции или в тепловом районе

Конденсационные турбины ПТ-60 поставляются без подогревателей сетевой воды. При применении подобных турбин могут быть использованы водоподогреватели типа БО, БП или ПСВ. В таком случае подогревательная установка состоит из основных и пиковых подогревателей, для предварительного нагрева сетевой воды могут использоваться охладители конденсата

$$\alpha_t = Q_{\text{тур}} / Q_{\text{ТЭЦ}}, \quad (4.42)$$

где $Q_{\text{тур}}$ – расчетная тепловая нагрузка отборов теплофикационных турбин,

$Q_{\text{ТЭЦ}}$ – расчетная тепловая нагрузка ТЭЦ,

$$Q_{\text{ТЭЦ}} = Q_{\text{тур}} + Q_{\text{пик}} \quad (4.43)$$

Оптимальный при постоянной технологической нагрузке равен 0,7- 0,8; при сезонной тепловой нагрузке для ТЭЦ высокого давления - 0,5-0,7 среднего давления - 0,4-0,5.

По находят количество теплофикационных турбин (по номинальной нагрузке теплофикационных отборов). Для покрытия производственной нагрузки определяют число турбин типа ПТ и Р (по номинальной нагрузке производственного отбора).

На годовом графике продолжительности тепловой нагрузки показывается базовая и пиковая части тепловой нагрузки ТЭЦ. С помощью этого графика находят температуру наружного воздуха, при которой включаются в работу пиковые котлы, а также число часов работы пикового источника теплоты в течение отопительного периода. Далее производят распределение тепловой нагрузки Q между подогревателями нижней и верхней ступеней:

$$Q_n = Q_{\text{тип}} \frac{\tau_n - \tau_2'}{\tau_n - \tau_2};$$

$$Q_s = Q_{\text{тип}} \frac{\tau_s - \tau_n}{\tau_s - \tau_2'}, \quad (4.46)$$

где τ_n , τ_s – температуры сетевой воды после подогревателей соответственно нижней и верхней ступеней, °С.

Так как в подогреватели нижней и верхней ступени поступает пар из регулируемых отборов турбин с давлением 0,05 -0,25 МПа, сетевую воду можно нагревать до температуры 115-118°C. До расчетной температуры сетевая вода нагревается в пиковых котлах. Температуру нагрева воды после подогревателей нижней и верхней ступеней можно принимать по температуре насыщения пара из отборов турбин, учитывая недогрев в подогревателях нижней 5-7°C и верхней 8-15°C ступеней.

Температура сетевой воды на входе в подогреватель нижней ступени t_2' отличается от температуры воды в обратном теплопроводе у станции %2т ввиду добавки подпиточной воды, а также за счет предварительного нагрева в теплофикационном пучке конденсатора. Для закрытых систем теплоснабжения

$$\tau_2' = 20 + \frac{\tau_{2m} \cdot G_d + \tau_{\text{подп}} \cdot G_{\text{подп}}}{G_d + G_{\text{подп}}}, \quad (4.47)$$

где 20°C – ориентировочный перепад температуры сетевой воды в теплофикационном пучке конденсатора;

Для открытых систем теплоснабжения при предварительном нагреве подпиточной воды в теплофикационном пучке конденсатора

$$\tau_2' = \frac{\tau_{2m} \cdot G_d + (\tau_{\text{подп}} + 20) \cdot G_{\text{подп}}}{G_d + G_{\text{подп}}}, \quad (4.48)$$

Более точное значение t_2' при предварительном нагреве сетевой или подпиточной воды в теплофикационном пучке конденсатора можно определить только тепловым расчетом.

Зная теплопроизводительность подогревателей нижней и верхней ступеней и расход сетевой воды, производят поверочный расчет водоподогревателей, заключающийся в определении коэффициентов теплопередачи, гидравлического сопротивления всей установки, а также расхода пара из [отборов турбины для нагрева сетевой воды.

Если подогревательная установка ТЭЦ укомплектована водоподогревателями типа БО, БП или ПСВ, производится полный тепловой и гидравлический расчет основных и пиковых подогревателей, а также охладителей конденсата, в задачу которого входит определение требуемой площади поверхности нагрева охладителей конденсата, основных и пиковых подогревателей, выбор их количества, а также

расчет гидравлического сопротивления проходу сетевой воды. Количество пиковых котлов определяется исходя из суммарной пиковой тепловой нагрузки.

В расчетно-пояснительной записке приводится принципиальная схема теплоподготовительной установки ТЭЦ с описанием принципа работы и обоснованием выбора теплотехнического оборудования.

Требуемый напор сетевых насосов H_n при суммарных расчетных расходах сетевой воды складывается из потерь напора в водоподогревательной установке источника теплоты и пиковой котельной АНпу, суммарных потерь напора в подающем и обратном теплопроводах тепловой сети (от источника теплоты до наиболее удаленного потребителя) АНт то, и потерь напора в ЦТП или у абонента Яаб:

$$H_n = \Delta H_{n,y} + \Delta H_{t,tot} + H_{ab}. \quad (4.49)$$

Потери напора у абонента зависят от схемы включения абонентских установок [7, с. 163-164], [4, п. 5.24].

Напор сетевых насосов для летнего периода

$$H_n^l = H_n (G_d^l / G_d)^2, \quad (4.50)$$

где G_d^l, G_d – расходы сетевой воды соответственно в летний и зимний периоды.

Требуемый напор подкачивающих насосов определяется по пьезометрическому графику, смесительных - по наибольшему перепаду давления в подающем и обратном теплопроводах в месте установки насосов. Расчетная подача насосов принимается в зависимости от назначения, условий работы, типа системы теплоснабжения по.

Подбор сетевых и других насосов производится по их характеристикам. По принятому напору и расчетной подаче определяют количество параллельно или последовательно работающих насосов, при этом минимальное количество устанавливаемых насосов принимают по. При соответствующем обосновании допускается предусматривать установку отдельных групп сетевых и подпиточных насосов для отопительного и летнего периодов.

Для расчетных режимов (зимнего и летнего) строятся характеристики совместной работы насосов и сети.

Требуемый напор подпиточных насосов устанавливается исходя из необходимости поддержания определенного статического напора в тепловой сети. Для закрытых систем

$$H_n^n = H_{cr} - H_6 + \Delta H_{подп}, \quad (4.51)$$

где H_{cr} – статический напор в тепловой сети, м;
 H_6 – высота установки подпиточных баков относительно оси подпиточных насосов, м;
 $\Delta H_{подп}$ – потери напора в подпиточной линии, м.

Для открытых систем теплоснабжения исходя из летнего режима работы

$$H_n^n = H_{cr} + \Delta H_{t,нр}^s - H_6, \quad (4.52)$$

где $\Delta H_{t,нр}^s$ – сумма потерь напора в тепловой сети и в подпиточной линии, м.

Принятый напор подпиточных насосов должен проверяться для условий работы в отопительный и летний периоды года.

Подача подпиточных насосов для закрытых систем теплоснабжения определяется из условий восполнения утечки воды, принимаемой равной 0,75% объема воды в теплопроводах теплосети, а также присоединенных к ним системах отопления и вентиляции зданий. Кроме того, должна предусматриваться аварийная подпитка водопроводной водой в размере до 2% объема воды в теплопроводах и системах отопления и вентиляции зданий.

4. ТЭЦ, использующие энергетические ресурсы предприятий.

Использование тепла отходящих газов печей в производственных нагревателях и энергетических установках

Высокотемпературные огнетехнические процессы, широко применяемые в промышленных печах, имеют минимальные η_t , т. е. дают наибольшие количества физического тепла в отходящих горячих газах печей. Физическое тепло этих газов частично используется в производственных нагревателях для нагрева одного или двух газообразных компонентов горения, а также для нагрева обрабатываемого материала или шихты. В остальной — основной части физическое тепло отходящих газов используется только в некоторых случаях для энергетических целей, преимущественно в паровых котлах-утилизаторах.

Для большинства промышленных печей высокий температурный уровень отходящих газов огнетехнических производственных процессов сочетается с непрерывностью поступления этих газов по более или менее устойчивому графику. Поэтому возможно полное использование физического тепла отходящих газов, как в производственных нагревателях, так и в теплоиспользующих энергетических установках представляется вполне рациональным.

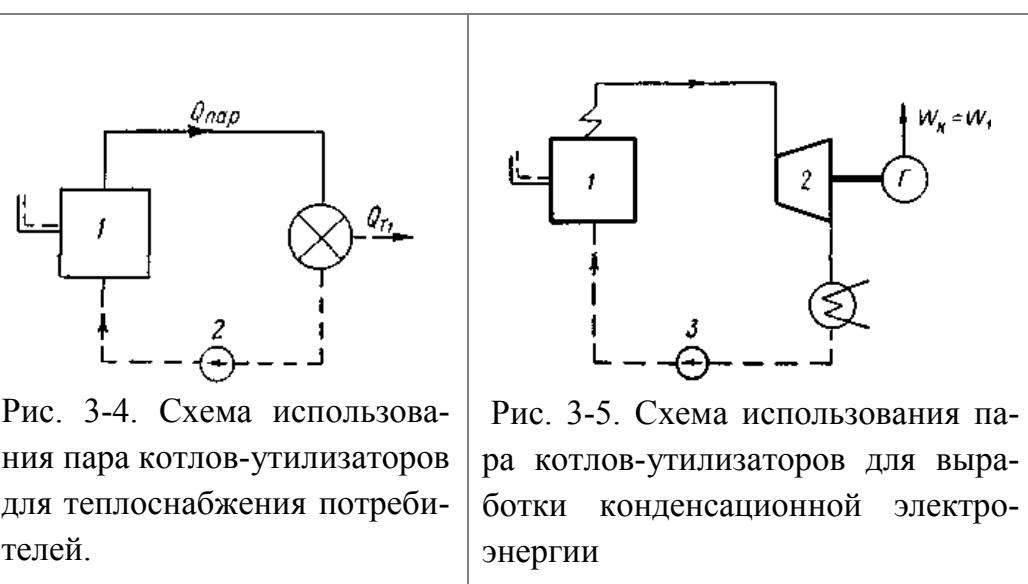
Возможны следующие варианты использования пара, получаемого в котлах-утилизаторах:

- 1) для теплоснабжения потребителей;
- 2) для выработки электроэнергии при раздельном энергопроизводстве;
- 3) для комбинированного энергопроизводства, т. е. выработки теплофикационной электроэнергии на базе тепловых нагрузок.

В каждом из перечисленных вариантов использования пара котлов-utiлизаторов получается экономия топлива на соответствующей заменяемой энергетической установке, работающей на топливе.

1-й вариант. Использование пара котлов-utiлизаторов для теплоснабжения потребителей.

На рис. 3-4 показана схема использования пара котлов-utiлизаторов для теплоснабжения потребителей. Котлы-utiлизаторы 1 покрывают тепловую нагрузку, конденсат которой возвращается питательными насосами 2 обратно в котлы-utiлизаторы.



2-й вариант. Использование пара котлов-utiлизаторов для выработки конденсационной электроэнергии.

Рис. 3-5 изображает схему использования пара котлов-utiлизаторов для выработки конденсационной электроэнергии. Пар из котлов-utiлизаторов 1 поступает в конденсационную турбину 2 генераторного агрегата. Питательные насосы 3 подают конденсат в котлы-utiлизаторы.

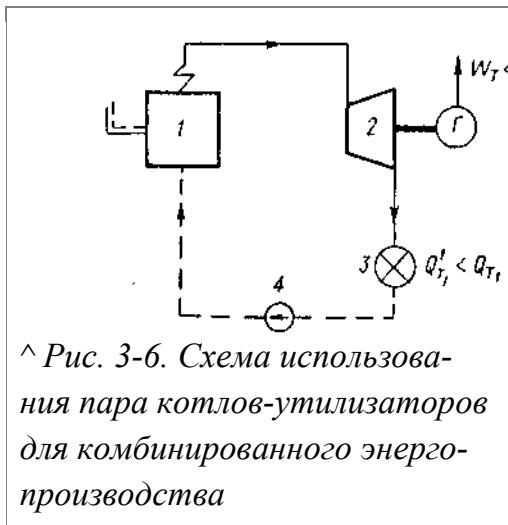
3-й вариант. Использование пара котлов-utiлизаторов для комбинированного энергопроизводства.

Данный вариант предполагает наличие местной ТЭЦ с котлами-utiлизаторами, работающей с комбинированным энергопроизводством.

На рис. 3-6 показана соответствующая схема использования пара котлов-utiлизаторов для комбинированного энергопроизводства. Пар из котлов-utiлизаторов 1 поступает в турбину с противодавлением 2 генераторного агрегата ТЭЦ, вырабатывающего теплофикационную электроэнергию. Отработавший в турбине пар подается тепловым потребителям 3, конденсат от которых направляется питательными насосами 4 в котлы-utiлизаторы.

В каждом из рассмотренных выше вариантов необходимо, чтобы годовая экономия топлива от использования вторичных энергоресурсов обеспечивала окупаем-

мость соответствующих дополнительных капитальных затрат сравнительно с вариантом без использования вторичных энергоресурсов в допустимый срок.



Как показывает анализ рассмотренных выше вариантов использования пара котлов-utiлизаторов, наименее рациональным оказывается, как правило, вариант с использованием пара котлов-utiлизаторов только для выработки конденсационной электроэнергии.

Выбор того или другого варианта использования пара котлов-utiлизаторов в каждом частном случае должен быть экономически обоснован применительно к местным условиям энергопотребления и энергоснабжения.

При решении задачи использования пара котлов-utiлизаторов за промышленными печами действующих предприятий возможны два случая:

- 1) на предприятии нет еще паровых котлов-utiлизаторов;
- 2) на предприятии имеется установка с котлами-utiлизаторами, пар которых используется только для теплоснабжения местных потребителей.

В первом случае выбор варианта оптимального использования пара проектируемых котлов-utiлизаторов должен производиться аналогично соответствующему выбору для новых проектируемых предприятий, рассмотренному выше.

Во втором случае фактически уже реализованный вариант использования пара действующих котлов-utiлизаторов должен быть сопоставлен с вариантом комбинированного энергопроизводства на базе имеющихся тепловых нагрузок этих котлов-utiлизаторов в добавочном генераторном агрегате с турбиной типа П. При этом в некоторых случаях может оказаться целесообразной замена уже действующих котлов-utiлизаторов с низкими начальными параметрами пара.

При использовании пара котлов-utiлизаторов для комбинированного энергоснабжения в ряде случаев может оказаться целесообразным применение тепловых трансформаторов, в частности — для замены длительно работающих РОУ на ТЭЦ с котлами-utiлизаторами.

2. МЕТОДИЧЕСКИЕ МАТЕРИАЛЫ ПО ВЫПОЛНЕНИЮ ЛАБОРАТОРНЫХ РАБОТ

2.1 Лабораторная работа № ЛР-1 (2 часа).

Тема: «Определение коэффициента теплопередачи нагревательного прибора»

2.1.1 Цель работы: подтверждение соответствия в лабораторных и натуральных условиях приведенного коэффициента теплопередачи (или сопротивления) ограждающей конструкции нормируемым значениям и требованиям контроля пока-

зателей СНиП 23-02-2003 «Тепловая защита зданий» с учетом требований ГОСТ Р 51380 и ГОСТ Р 51387.

2.1.2 Задачи работы:

1. Рассмотреть общие положения по лабораторной работе.
2. Проведение лабораторных исследований.
3. Обработка результатов исследований.
4. Защитить лабораторную работу.

2.1.3 Перечень приборов, материалов, используемых в лабораторной работе:

1. Методические указания для лабораторной работы.
2. Метеорологический недельный термограф М-16 И; метеорологический низкоградусный термометр ТМ-9; амперметр; вольтметр; электронный потенциометр ЭПП-09М3
3. В настоящем документе использованы ссылки на следующие нормативные документы.

СНиП 23-02-2003 Тепловая защита зданий.

ГОСТ 8.207-76 ГСИ. Прямые измерения с многократными наблюдениями. Методы обработки результатов наблюдений. Основные положения.

ГОСТ 112-78 Термометры метеорологические стеклянные. Технические условия.

ГОСТ 1790-77 Проволока из сплавов хромель Т, алюмель, копель и константан для термоэлектродов термоэлектрических преобразователей. Технические условия.

ГОСТ 6416-75 Термографы метеорологические с биметаллическим чувствительным элементом. Технические условия.

ГОСТ 8711-93 Приборы аналоговые показывающие электроизмерительные прямого действия и вспомогательные части к ним. Часть 2. Особые требования к амперметрам и вольтметрам.

ГОСТ 9245-79 Потенциометры постоянного тока измерительные. Общие технические условия

ГОСТ 9736-91 Приборы электрические прямого преобразования для измерения неэлектрических величин. Общие технические требования и методы испытаний.

ГОСТ 16617-87 Электроприборы отопительные бытовые. Общие технические условия.

ГОСТ 17083-87 Электротепловентиляторы бытовые. Общие технические условия.

ГОСТ 26254-84 Здания и сооружения. Метод определения сопротивления теплопередаче ограждающих конструкций.

ГОСТ 26629-85 Здания и сооружения. Метод тепловизионного контроля качества теплоизоляции ограждающих конструкций.

ГОСТ 27570.0-87 Безопасность бытовых и аналогичных электрических приборов. Общие требования и методы испытаний.

ГОСТ Р 51380-99 Энергосбережение. Методы подтверждения соответствия показателей энергетической эффективности энергопотребляющей продукции их нормативным значениям.

ГОСТ Р 51387-99 Энергосбережение. Нормативно-методическое обеспечение. Основные положения.

2.1.4 Описание (ход) работы:

3 Термины и определения

В настоящей работе применяют следующие термины и определения.

Средняя плотность теплового потока q , Вт/м², - осредненная по площади величина неравномерной плотности теплового потока, проходящего через поверхность ограждающей конструкции.

Приведенный коэффициент теплопередачи ограждающей конструкции K^r , Вт/(м²·°C), - величина, численно равная средней плотности теплового потока, проходящего через ограждающую конструкцию при разности наружной и внутренней температур воздуха в один градус Цельсия.

Приведенное сопротивление теплопередаче ограждающей конструкции R_0^r , (м²·°C)/Вт, - величина, обратная приведенному коэффициенту теплопередачи ограждающей конструкции.

4 Общие положения

4.1 Метод определения приведенного коэффициента теплопередачи (или сопротивления) ограждающей конструкции заключается в измерении по площади испытываемого участка температур, °C, внутреннего (t_{int}) и наружного (t_{ext}) воздуха (не менее чем в 100 мм от поверхности конструкции), средней по участку плотности теплового потока q , Вт/м², измеренной по расходу тепловой энергии, выделенной электронагревателем, который размещен в специальном теплоизолированном ящике (далее по тексту - приборе), прижатом к поверхности испытываемого в условиях стационарной (квазистационарной) теплопередачи ограждения, с последующим расчетом термических характеристик по нижеприведенным формулам:

приведенного коэффициента теплопередачи ограждающей конструкции K^r

$$K^r = q / (t_{int} - t_{ext}); \quad (1)$$

приведенного сопротивления теплопередаче ограждающей конструкции R_0^r

$$R_0^r = (t_{int} - t_{ext}) / q. \quad (2)$$

4.2 Средняя плотность теплового потока q определяется при достижении стационарного (квазистационарного) температурного режима в системе ограждение - прибор по электрическим характеристикам постоянного тока, проходящего через электронагреватель, при условии равенства (отсутствия перепада) температур на поверхностях стенки прибора.

4.3 Прибор, с помощью которого измеряется средняя плотность теплового потока через испытываемую ограждающую конструкцию, представляет собой открытый с одной стороны теплоизолированный ящик, в полости которого равномерно размещен электронагреватель с регулируемым выделением теплоты. Открытая часть ящика по периметру снабжена уплотнительной прокладкой, через которую ящик прижимается к ограждению. Теплоизолированная стенка ящика на поверхностях снабжена группами дифференциальных термопар, по которым устанавливается усредненный температурный перепад на стенках ящика.

5 Метод отбора образцов

5.1 Приведенный коэффициент теплопередачи (или сопротивления) в лабораторных условиях (в климатических камерах) определяют на образцах, которыми являются целые элементы наружных ограждений или фрагменты. При этом имеющиеся стыки и другие виды соединения ограждающих конструкций должны быть выполнены в соответствии с проектным решением.

5.2 Длина и ширина испытываемого образца должны обеспечивать при установке прибора по его периметру свободное поле от края прибора до края фрагмента шириной не менее тройной толщины образца.

5.3 Порядок отбора образцов для испытаний и их число устанавливают в стандартах или технических условиях на конкретные ограждающие конструкции. При отсутствии в этих документах указаний о числе испытываемых образцов отбирают для испытаний не менее двух однотипных образцов.

5.4 Коэффициент теплопередачи (или сопротивления) в натурных условиях определяют на наружных ограждающих конструкциях эксплуатируемых или полностью подготовленных к сдаче в эксплуатацию зданий и сооружений. При этом выбирают участки ограждений согласно 5.5, размеры которых обеспечивают требование 5.2.

5.5 При натурных испытаниях наружных ограждающих конструкций выбирают угловые помещения, стены которых ориентированы на север, северо-восток, северо-запад. Выявление теплотехнически неоднородных участков, предназначенных для проведения измерений, рекомендуется проводить методом термографии согласно ГОСТ 26629.

6 Аппаратура и оборудование

6.1 Для измерения осредненной по площади участка неравномерной плотности теплового потока, проходящего через ограждающую конструкцию, используют прибор, конструкция которого приведена в приложении А.

6.2 Для обеспечения нагрева спирали прибора применяют широкодиапазонный источник постоянного тока. Для измерения силы тока и напряжения в цепи нагрева используют амперметры и вольтметры по ГОСТ 8711.

6.3 Для измерения температур воздуха и поверхностей ограждения и прибора применяют термоэлектрические преобразователи с проводами из сплавов константан, хромель, копель и алюмелль по ГОСТ 1790.

6.4 В качестве вторичных измерительных приборов, работающих с термоэлектрическими преобразователями, применяют потенциометры постоянного тока по ГОСТ 9245, милливольтметры по ГОСТ 8711 или ГОСТ 9736.

6.5 Температуру воздуха контролируют с помощью стеклянных термометров расширения по ГОСТ 112. Для непрерывной регистрации температуры воздуха внутри помещения используют термографы по ГОСТ 6416.

6.6 Перечень приборов и оборудования для определения коэффициента теплопередачи неоднородных ограждающих конструкций в лабораторных и натурных условиях приведен в приложении Б.

7 Подготовка к испытаниям

7.1 Для определения приведенного коэффициента теплопередачи (или сопротивления) ограждающих конструкций в лабораторных условиях образец устанавливают в климатическую камеру по ГОСТ 26254, в которой создают для испытываемого ограждения требуемый стационарный температурный режим.

7.2 Измерения в натурных условиях выполняют в период работы системы отопления и при разности температур воздуха снаружи и внутри не менее 12 °С. Для определения приведенного коэффициента теплопередачи (или сопротивления) в натурных условиях используют тот температурный перепад, который установился на ограждающей конструкции вследствие разности температур наружного и внутреннего воздуха. Для поддержания постоянной температуры воздуха внутри помещения используют оборудование по ГОСТ 16617, ГОСТ 17083.

7.3 На выбранном участке ограждающей конструкции располагают первичные преобразователи температур и прибор, прижимаемый открытой стороной к внутренней поверхности этого участка с помощью крепежных устройств.

7.4 Чувствительные элементы термопар для измерения температур воздуха вблизи ограждающей конструкции устанавливают на расстоянии не менее 100 мм от поверхности ограждения. Термопару внутри прибора устанавливают в центре воздушной полости с экранированием от лучистого воздействия нагревателя.

7.5 Свободные концы термопар помещают в термостат с температурой 0 °С. Допускается в качестве термостата использовать сосуд Дьюара. При этом в нем должны быть одновременно пар, вода и лед дистиллированной воды.

7.6 Подключение термопар к переключателю и милливольтметру осуществляется в соответствии со схемой, представленной в ГОСТ 26254. Выводы дифференциальных термопар прибора также подключают к милливольтметру.

7.7 Выводы электронагревателя прибора подключают к источнику постоянного тока. Вольтметр и амперметр подключают в соответствии со схемой на рисунке А.3 приложения А.

7.8 Стеклянные термометры, термографы, датчики регуляторов температуры устанавливают в центре помещения или отсека климатической камеры на высоте 1500мм от пола.

7.9 При испытаниях в климатической камере после проверки готовности оборудования и измерительных средств теплый и холодный отсеки с помощью герметичных дверей изолируют от наружного воздуха. На регулирующей аппаратуре устанавливают заданную температуру в каждом отсеке, включают холодильное и нагревательное оборудование камеры.

8 Проведение испытаний

8.1 Перед включением прибора, установленного на внутренней поверхности испытываемой ограждающей конструкции, убеждаются в наличии стационарного (квазистационарного) температурного режима системы ограждение - прибор. В климатической камере стационарный температурный режим достигается в соответствии с ГОСТ 26254.

8.2 В натурных условиях температуру внутреннего воздуха поддерживают постоянной с помощью регулятора температуры, подключенного к системе отопления. Для проведения измерений, связанных с определением коэффициента теплопередачи, выбирают время суток со стабильным уровнем температуры наружного воздуха в ночное время не менее чем через 1 ч после захода солнца.

8.3 По предварительно установленному расчетному значению термического сопротивления испытываемого ограждения и известным размерам прибора подбирают с помощью источника постоянного тока те значения напряжения и силы тока, подаваемого на нагреватель прибора, которые обеспечивают примерно тот же осредненный тепловой поток, который проходит через ограждающие конструкции на участках, не закрытых прибором.

8.4 После включения нагревателя прибора регулируют напряжение на нагревателе таким образом, чтобы были обеспечены равенства температур на внутренних и наружных поверхностях стенок прибора и температур внутри прибора и снаружи в помещении (с допустимым отклонением $\pm 0,5$ °C). Не ранее чем через 1 ч после достижения равенства указанных температур производят измерения температур воздуха снаружи t_{ext} и внутри помещения t_{int} , температуры воздуха в полости прибора t_c , поверхностной температуры стенок прибора с внутренней t_{ci} и наружной t_{ce} сторон. Измерения повторяют с интервалом 30 мин для конструкций с тепловой инерцией меньше или равной 4 и с интервалом 1 ч 30 мин - для остальных конструкций и не менее пяти раз. Результаты измерений заносят в журнал, форма которого приведена в приложении В.

8.5 Если в ходе измерений температурный режим системы ограждение - прибор не изменился, испытание считается законченным. В противном случае регулированием напряжения на нагревателе следует обеспечить равенство температур согласно 8.4 и провести повторные измерения.

9 Обработка результатов

9.1 Вычисляют среднее арифметическое значение следующих величин: напряжения \bar{U} и силы тока \bar{I} нагревателя, температуры воздуха снаружи \bar{t}_{ext} и внут-

ри \bar{t}_{int} , поверхностей ограждающих конструкций снаружи \bar{t}_{ext} и внутри прибора \bar{t}_{int} , а также температур поверхностей стенок прибора с внутренней \bar{t}_{ci} и наружной \bar{t}_{ce} сторон.

9.2 Рассчитывают среднюю плотность теплового потока q через ограждающую конструкцию при разности температур ее поверхностей \bar{t}_{int} , \bar{t}_{ext} за вычетом теплового потока, проходящего через стенки прибора, по формуле

$$q = (\bar{V} \cdot \bar{I}) / A_c - (\bar{t}_{ci} - \bar{t}_{ce}) / R_c, \quad (3)$$

где \bar{V} - напряжение постоянного тока на спирали нагревателя, В;

\bar{I} - сила постоянного тока по спирали нагревателя, А;

A_c - площадь открытой части прибора, ограниченной уплотнительной прокладкой, м² (определяется размерами применяемого прибора);

\bar{t}_{ce} - средняя температура на наружной поверхности прибора, °C;

\bar{t}_{ci} - средняя температура на внутренней поверхности прибора, °C;

R_c - термическое сопротивление стенки прибора, м²·°C/Вт, вычисляемое согласно 9.3.

9.3 Термическое сопротивление стенки прибора включается в его паспорт. Это сопротивление определяется по формуле

$$R_c = d_{inc}/l_{inc} + d_c/l_c, \quad (4)$$

где d_{inc} и d_c - соответственно толщина утеплителя и наружного облицовочного слоя стенки прибора, м;

l_{inc} и l_c - коэффициент теплопроводности соответственно утеплителя и наружного облицовочного слоя стенки прибора, Вт/м·°C.

9.4 Рассчитывают теплотехнические характеристики ограждающих конструкций: приведенного коэффициента теплопередачи K' по формуле (1) и приведенного сопротивления теплопередаче R_0' по формуле (2), подставляя величины, полученные в 9.1 и 9.2.

9.5 Применение метода дает возможность определить среднюю плотность теплового потока при разности средних температур \bar{t}_{int} и \bar{t}_{ext} на ограждающей конструкции при испытаниях:

в климатической камере ± 5 %,

в натурных условиях ± 15 %.

10 Оценка погрешности измерений

Точность определения среднего теплового потока q через ограждающую конструкцию зависит от точности измерений напряжения V и силы тока I нагревателя и разности температур поверхности стенок прибора $Dt_c = t_{ci} - t_{ce}$. Оценку погрешностей измерений выполняют согласно ГОСТ 8.207 для каждого из замеров вышеуказанных величин по приложению Г. Доверительные границы e_q случайной погрешности среднего теплового потока q для каждого из замеров определяют по формуле

$$\varepsilon_q = \pm \left[(\varepsilon_V \varepsilon_I) / A_c + \varepsilon_{\Delta T} / R_c \right], \quad (5)$$

где ε_V , ε_I и $\varepsilon_{\Delta T}$ - соответственно доверительные границы случайной погрешности измерений напряжения V , тока I нагревателя и разности температур ΔT_c поверхностей стенок нагревателя, определяемые по приложению Г.

11 Требования безопасности

11.1 При работе с оборудованием климатических камер и при проведении натурных испытаний должны соблюдаться требования безопасности в соответствии с ГОСТ 27570.0.

11.2 Монтаж датчиков на наружной поверхности ограждающей конструкции на этажах выше первого должен проводиться с лоджий, балконов или монтажных средств при соблюдении требований безопасности при работе на высоте.

ПРИЛОЖЕНИЕ А

(справочное)

Конструкция прибора

Прибор представляет собой ящик с одной открытой поверхностью, стенки которого утеплены эффективным теплоизоляционным материалом, облицованым внутри отражающим излучение материалом. В зависимости от испытываемой конструкции выбирают размер ящика прибора. Конструкции прибора размером 1,0'1,0 м и 0,5'0,5 м приведены на рисунках А.1 и А.2.

Ящик изготавливают из листового материала. Изнутри стенки утепляют минеральной ватой 12, которую закрывают снаружи листовым отражающим материалом 2: толстой алюминиевой фольгой или жестью с зеркальным покрытием. По периметру ящика на торце боковых стенок 1 крепят резиновый уплотнитель 3. На поверхностях отражателя и задней стенки ящика 13 крепят спай 11 батарей дифференциальных термопар, схема соединения которых приведена на рисунке А.3. Для подключения к измерительному прибору батарея термопар снабжена клеммами 10.

В полости прибора, образованной отражателем 2, крепят спираль нагрева 5 из никромовой проволоки через трубчатые керамические изоляторы 8 к пружинам 6, фиксируемым на боковых стенках ящика с помощью крепежных элементов 7. На концах спирали закреплены изоляторы 4, через которые подключают провода ввода электропитания нагревателя, клеммы 9 которых располагают на боковой стенке ящика.

Выбор проволоки и ее длины для нагревателя прибора, подключенного к источнику постоянного тока, осуществляют в следующем порядке.

Диапазон сопротивления теплопередаче R_0 наиболее распространенных ограждений - 0,5-4,5 $\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{C}/\text{Вт}$.

Исходя из габаритов прибора устанавливают диапазон необходимой мощности нагрева P , Вт, по формуле

$$P = [(t_{int} - t_{ext})/R_0]A_c, \quad (A.1)$$

где t_{int} - температура воздуха с теплой стороны испытываемой конструкции (внутреннего воздуха), $^\circ\text{C}$, ожидаемая в период испытаний;

t_{ext} - температура воздуха с холодной стороны испытываемой конструкции (наружного воздуха), °С, ожидаемая в период испытаний;

A_c - площадь прибора, ограниченная уплотнительной прокладкой, прижимаемой к испытываемой конструкции, м².

По паспортным данным источника постоянного тока выявляют диапазоны создаваемого напряжения V , В, и силы тока I , А. Например, для широкодиапазонного источника постоянного тока $V = 0 - 30$ В; $I = 0 - 1$ А.

По установленному диапазону мощности нагрева P подбирают сочетания V и I , используя формулу

$$P = V \cdot I \quad (\text{A.2})$$

таким образом, чтобы они обеспечивались возможностями выбранного источника постоянного тока.

По справочным данным устанавливают следующие характеристики принятой проволоки: диаметр сечения d , мм; удельное электрическое сопротивление r , Ом·мм²/м.

Длину принятой проволоки l , м, определяют по формуле

$$l = (P \cdot d^2 \cdot W) / (4r) \quad (\text{A.3})$$

где W - необходимое электрическое сопротивление проволоки, Ом, определяемое по формуле

$$W = V/I, \quad (\text{A.4})$$

где V и I - соответственно напряжение, В, и сила тока, А, создаваемые на нагревателе с помощью источника постоянного тока.

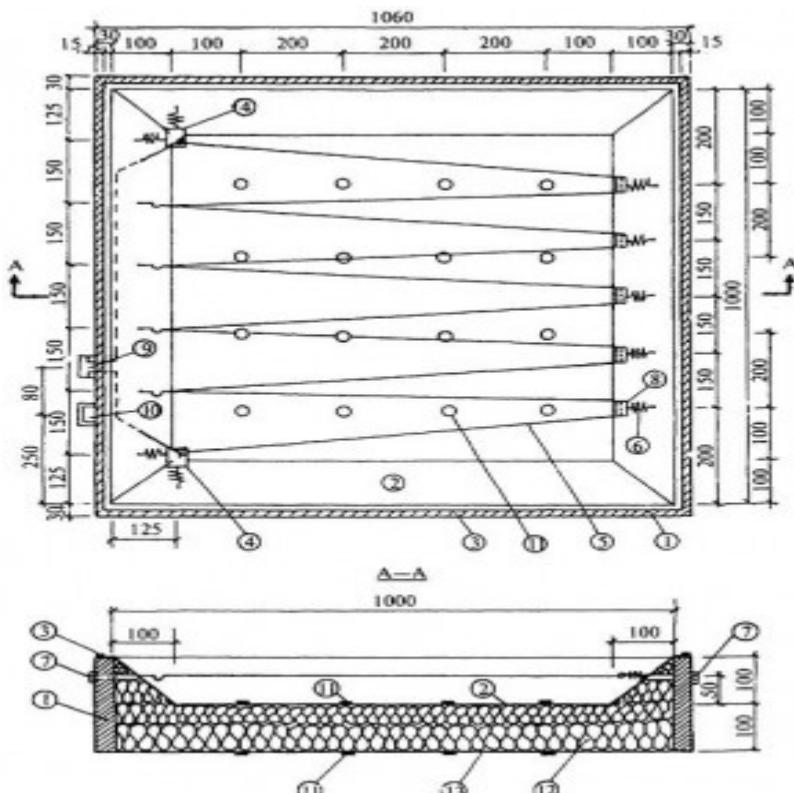


Рисунок А.1 — Конструкция прибора площадью 1 м²

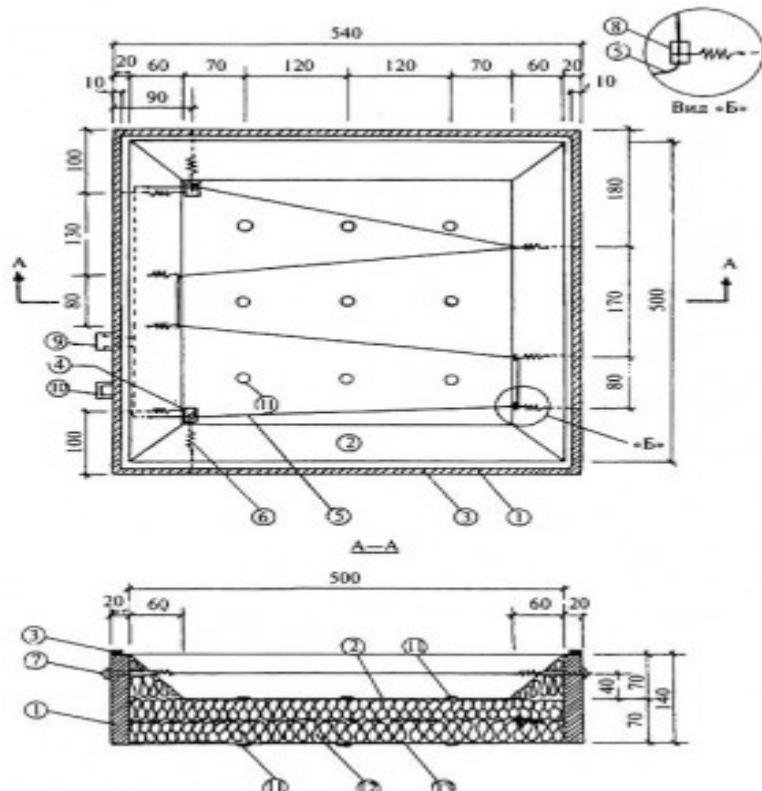
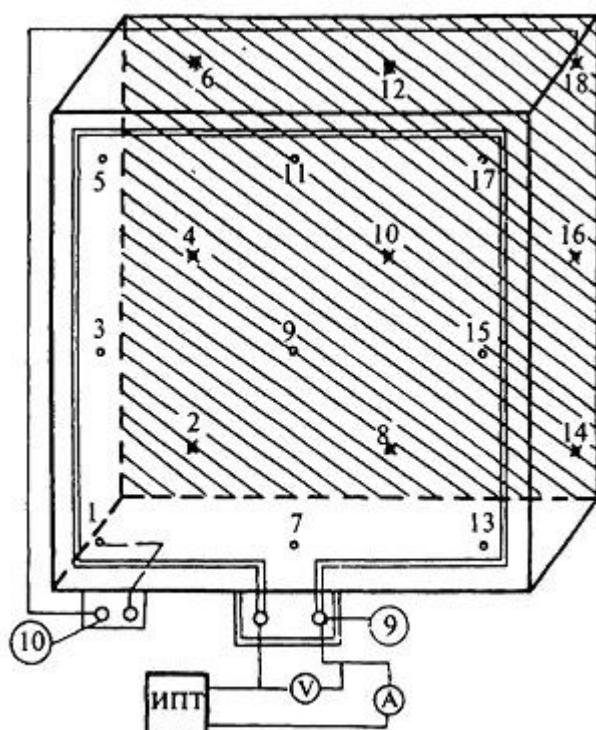
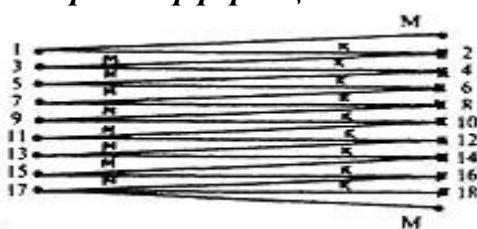


Рисунок А.2 — Конструкция прибора площадью $0,25 \text{ м}^2$



Батарея дифференциальных термопар



Условные обозначения:

<u>—</u>	— термопара на лицевой заштрихованной стороне
<u>—</u>	— термопара на обратной заштрихованной стороне
<u>_К_</u>	— константановый провод
<u>_М_</u>	— медный провод
<u>V</u>	— вольтметр
<u>A</u>	— амперметр
ИПТ	— источник постоянного тока

Примечание — После сварки термопары батареи разводятся по лицевой и обратной стороне и закрепляются на поверхностях в соответствии с их нумерацией.

Рисунок А.3 — Схема подключения нагревателя прибора к источнику тока и размещение батареи дифференциальных термопар

ПРИЛОЖЕНИЕ Б

(рекомендуемое)

Перечень приборов и оборудования для определения коэффициента теплопередачи (или сопротивления) неоднородных ограждающих конструкций

Прибор, изготовленный по указаниям приложения А.

Термопары медь — константан, хромель — алюмелль или хромель — копель из провода диаметром 0,3 мм по ГОСТ 1790 с изоляцией из ПВХ длиной до 25 мм.

Метеорологический недельный термограф М-16 И по ГОСТ 6416.

Метеорологический низкоградусный термометр ТМ-9 по ГОСТ 112.

Метеорологический термометр ТМ-8 по ГОСТ 112.

Сосуд Дьюара.

Амперметр по ГОСТ 8711.

Вольтметр по ГОСТ 8711.

Милливольтметр по ГОСТ 8711 или ГОСТ 9736.

Широкодиапазонный источник постоянного тока.

Электронный потенциометр ЭПП-09М3 на 24 точки или КСП-4 на 12 точек, градуировка на термопары ХК или МК в мВ.

Электронный потенциометр на 12 точек, градуированный в мВ, пределы измерения от 0 до плюс 10 мВ.

Переносной потенциометр ПП-63, КП-59, Р-306, Р-305, цифровой микровольтметр В-7-21, вольтметр универсальный Щ68003.

Допускается использовать другие приборы, оборудование и измерительные средства, отвечающие требованиям настоящего стандарта и поверенные в установ-

ленном порядке. Число их определяют в соответствии с программой и схемой испытаний.

ПРИЛОЖЕНИЕ В

(рекомендуемое)

Журнал записи измеряемых параметров при определении приведенного коэффициента теплопередачи (или сопротивления) ограждающей конструкции

Вычисление доверительных границ погрешности измерений

Г.1 Вычисляют среднее арифметическое значение при N измерениях следующих величин: \bar{V} , \bar{I} и $\bar{\Delta\tau_c}$.

Г.2 Вычисляют средние квадратические отклонения следующих величин по формулам для:

напряжения постоянного тока на нагревателе

$$S(V) = \sqrt{\sum_{i=1}^N (V_i - \bar{V})^2} / [N(N-1)], \quad (\Gamma.1)$$

силы постоянного тока через нагреватель

$$S(I) = \sqrt{\sum_{i=1}^N (I_i - \bar{I})^2} / [N(N-1)], \quad (\Gamma.2)$$

разностей температур поверхностей стенок прибора

$$S(\Delta\tau_c) = \sqrt{\sum_{i=1}^N (\Delta\tau_c^i - \bar{\Delta\tau_c})^2} / [N(N-1)]. \quad (\Gamma.3)$$

Г.3 Находят доверительные границы e (без учета знака) случайной погрешности измерений следующих величин по формулам: напряжений постоянного тока на нагревателе

$$e_V = tS(V); \quad (\Gamma.4)$$

силы постоянного тока через нагреватель

$$e_I = tS(I); \quad (\Gamma.5)$$

разностей температур поверхностей стенок прибора

$$e_{\Delta\tau_c} = tS(\Delta\tau_c), \quad (\Gamma.6)$$

где t — коэффициент Стьюдента при доверительной вероятности 0,95 и числа замеров N , определяют по ГОСТ 8.207; для 5 измерений $t = 2,571$.

2.2 Лабораторная работа № ЛР-2 (2 часа).

Тема: «Получение тепловой энергии. Электродные котлы»

2.2.1 Цель работы: Изучить устройство и принцип работы электродных котлов.

2.2.2 Задачи работы:

1. Выписать основные термины и определения.
2. Разобраться с принципиальной тепловой схемой теплоэнергетической установки и способом получения тепловой и электрической энергии.
3. Защитить лабораторную работу.

2.2.3 Перечень приборов, материалов, используемых в лабораторной работе:

1. Методические указания для лабораторной работы;
2. Справочные материалы по электродным котлам.

2.2.4 Описание (ход) работы:

Электродные котлы – устройства, в которых проходит преобразование электрической энергии в тепловую энергию путем разогрева нагревателя с высоким электрическим сопротивлением и последующей передачей теплоты от этого нагревателя рабочему телу.

Электродные паровые и водогрейные котлы работают по принципу прямого преобразования электрической энергии в тепловую энергию теплоносителя и применяются для теплоснабжения предприятий, отопления и горячего водоснабжения зданий и сооружений. Преимущества электроэнергии – мобильность, широкие возможности автоматизации процесса нагрева воды или получения пара, простота конструктивного исполнения электроотопительных приборов, возможность точного поддержания температурного режима в отапливаемых помещениях и экономия в связи с этим первичных энергетических ресурсов.

Электрическая схема включения паровых и водогрейных котлов имеет автоматический выключатель (АВ) для защиты от перегрузок и коротких замыканий; контактор (К) для коммутации цепи подключения электродного котла; трансформаторы тока (ТТ), а также амперметры и вольтметр, предназначенные для контроля токов нагрузки и контроля напряжения питания. Каждый котел имеет защиты, действующие на отключение его от электрической сети при однофазных или междуфазных коротких замыканиях без выдержки времени и перегрузке по току на 15% от номинальной нагрузки. Защита котлов от превышения давления осуществляется двумя предохранительными клапанами.

Условные обозначения электродного котла: числитель – номинальная электрическая мощность, кВт; знаменатель – номинальное напряжение питающей сети, кВ (например, обозначение КЭПР-250/0,4 расшифровывается: котел электродный паровой регулируемый мощностью 250 кВт, номинальным напряжением питающей сети 0,4 кВ).

Электродные водогрейные котлы предназначены для выработки горячей воды. На рис. 1 приведена принципиальная схема электродного водогрейного регулируемого котла с плоскими электродами.

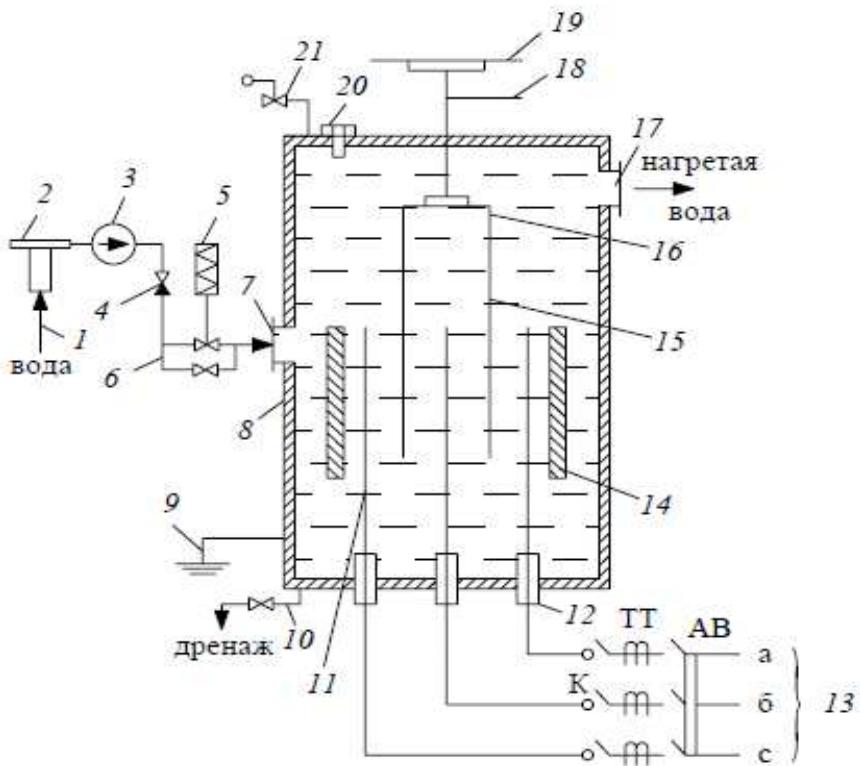


Рис. 1 Принципиальная схема электродного водогрейного котла:

1 – водопровод; 2 – фильтр-отстойник; 3 – питательный насос; 4 – клапан обратный проходной; 5 – электромагнитный клапан; 6 – байпас; 7 – входной патрубок воды; 8 – цилиндрический корпус; 9 – заземление; 10 – дренажная линия; 11 – фазные электроды; 12 – проходные изоляторы; 13 – трехфазная электрическая сеть; 14 – защитные пластины; 15 – диэлектрические пластины (антиэлектроды); 16 – крестовина; 17 – выходной патрубок горячей воды; 18 – шток; 19 – штурвал; 20 – термореле; 21 – предохранительный клапан

Вода из водопровода проходит фильтр, где удаляются механические и грубо-дисперсные примеси, и питательным насосом подводится через входной патрубок внутрь цилиндрического корпуса. В днище корпуса всех водогрейных котлов через проходные изоляторы устанавливаются фазные электроды – плоские или кольцевые электроды, или цилиндрические стержни определенных размеров, длины и диаметра, к которым по токоведущим шпилькам подводится напряжение трехфазной электрической сети. Вода, заполняющая межэлектродные пространства, образует активные электрические сопротивления, включенные по схеме «треугольник». Трехфазные электродные водогрейные котлы напряжением 0,4 кВ выполняются с пластинчатыми электродами и наиболее приемлемы для воды с низкой удельной электропроводностью. Электродные водогрейные котлы на напряжение 6...10 кВ изготавливаются с цилиндрическими или кольцевыми электродами и применяются при высоком удельном сопротивлении воды. Регулирование мощности электродных котлов осуществляется изменением протекающего через воду электрического тока. Мощность электродных водогрейных котлов рассчитана на определенное удельное сопротивление воды при 20 °C. При нагреве воды с удельным сопротивлением, отличающимся от расчетного (при 20 °C), фактическая мощность электродного котла будет определяться, Вт:

$$N_{\text{факт}} = N_{\text{ном}} \frac{\rho_{\text{расч}}}{\rho_{\text{факт}}}.$$

где $N_{\text{факт}}$, $N_{\text{ном}}$ – фактическая и номинальная мощности котла, Вт; $\rho_{\text{расч}}$, $\rho_{\text{факт}}$ – расчетное и фактическое удельные сопротивления воды, Ом · м.

В *электродных котлах с плоскими электродами* нагрев воды происходит при ее движении между плоскими электродными пластинами. Мощность котла регулируется штурвалом путем вертикального перемещения диэлектрических пластин (антиэлектродов), собранных в пакет и входящих в зазоры между плоскими электродными пластинами.

В *электродных котлах с кольцевыми электродами* внутри корпуса между днищем и диафрагмой установлены три фторопластовые камеры с отверстиями в нижней части для подвода воды в межэлектродное пространство. В камерах размещены фазные и нулевые электроды, выполненные из концентрических стальных колец, соединенных сваркой. Нулевые электроды расположены над фазными электродами и жестко закреплены на подвеске, связанной с электроприводом. Мощность котла регулируется изменением расстояния между фазным и нулевым электродами и осуществляется электроприводом. Минимальный зазор между электродами устанавливается расчетом.

В *электродных котлах с цилиндрическими электродами* каждый цилиндрический фазный электрод коаксиально окружен нулевым электродом. Все нулевые электроды приварены к диафрагме, которая разделяет внутренний объем котла на две части между входным и выходным патрубками и направляет поток воды в кольцевые зазоры между фазными и нулевыми электродами, в которых происходит ее нагрев. Мощность котла регулируется вертикальным перемещением фторопластовых экранов, расположенных коаксиально относительно фазных и нулевых электродов, которые жестко закреплены на крестовине, связанной с электроприводом. Перемещение фторопластовых экранов относительно фазных электродов изменяет их активную площадь и, как следствие, мощность котла.

Электродные паровые котлы предназначены для выработки насыщенного пара давлением до 0,6 МПа (6 кгс/см²) и снабжения промышленных, сельскохозяйственных и бытовых объектов. В паровом электродном кotle теплота, выделяющаяся при протекании электрического тока через воду, представляющую активное сопротивление, идет на ее нагрев и испарение.

Конструкция электродного парового регулируемого котла на напряжение 0,4 кВ показана на рис. 2 и предусматривает автоматическое регулирование паропроизводительности и электрической мощности котла в заданном режиме.

Вода из водопровода 1 проходит фильтр 2, где удаляются механические и грубоисперсные примеси, и питательным насосом 3 подводится через входной патрубок 7 внутрь поплавкового регулятора уровня воды 8. Поплавковый регулятор уровня 8 представляет сосуд, соединенный двумя патрубками 11 с водным пространством вытеснительной камеры 21 электродного котла. В съемном днище ре-

гулятора уровня имеются патрубки для автоматической и ручной подпитки. Полый поплавок 9 через шток и кулису соединен с краном 10 на патрубке автоматической подпитки. При автоматической подпитке открыт клапан автоматической подпитки на питательном трубопроводе 7, а клапан ручной подпитки закрыт, в результате вода через нижний патрубок 11 поступает в корпус регулятора уровня 8 и водный объем вытеснительной камеры 21. При достижении уровня воды в котле положения, превышающего верхний уровень затопления фазовых электродов 15 на 100 мм, поплавок 9 через шток с кулисой перекрывает кран 10, прекращая подачу воды в котел. Поплавковый регулятор уровня обеспечивает номинальный расход питательной воды при полностью затопленных электродах. В случае выхода из строя поплавкового регулятора уровня временная работа котла возможна при ручном регулировании подачи воды через патрубок ручной подпитки.

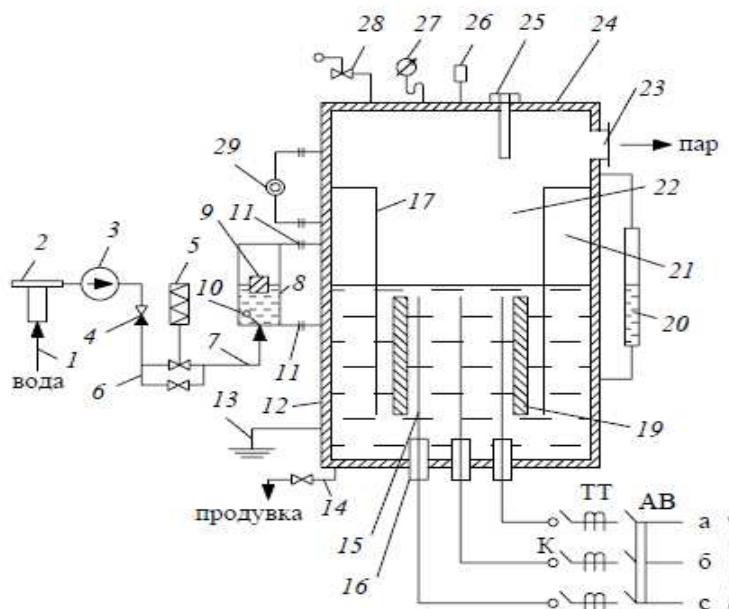


Рис. 2 Принципиальная схема электродного парового регулируемого котла:

1 – водопровод; 2 – фильтр-отстойник; 3 – питательный насос; 4 – клапан обратный проходной; 5 – электромагнитный клапан; 6 – байпас; 7 – входной патрубок воды; 8 – поплавковый регулятор уровня воды; 9 – поплавок; 10 – кран автоматической подпитки; 11 – патрубки; 12 – цилиндрический корпус; 13 – заземление; 14 – продувочная линия; 15 – фазные плоские электроды; 16 – проходные изоляторы; 17 – цилиндрическая обечайка; 18 – трехфазная электрическая сеть; 19 – дизлектрические пластины; 20 – указатель уровня воды; 21 – вытеснительная камера; 22 – парогенерирующая камера; 23 – пароотводящий патрубок; 24 – крышка; 25 – электродный датчик предельного уровня воды; 26 – воздушник; 27 – манометр; 28 – предохранительный клапан; 29 – регулятор температуры

В цилиндрическом корпусе 12 коаксиально установлена цилиндрическая обечайка 17, образующая внутри котла две камеры – вытеснительную 21 и парогенерирующую 22. Парогенерирующая и вытеснительная камеры в нижней части котла сообщаются по воде, а в верхней части камеры разделены цилиндрической обечайкой 17 и связаны по пару только через регулятор температуры 29. Уровень воды в котле контролируется по указателю уровня 20.

В парогенерирующей камере расположен пакет плоских электродов 15, на которые по токоведущим шпилькам через проходные изоляторы 16 в днище подается

напряжение трехфазной электрической сети 18. Крайние пластины пакета электродов изолированы снаружи диэлектрическими пластинами 19 для исключения несимметричной нагрузки по фазам. Вода, заполняющая межэлектродные пространства, образует активные электрические сопротивления, включенные по схеме «треугольник». В случае питания котла водой с низким удельным сопротивлением система электродов выполняется из трех цилиндрических стержней. Пар вырабатывается в парогенерирующей камере 22, а отбор пара производится из пароотводящего патрубка 23. На крышке 24 электродного парового котла установлены приборы

2.3 Лабораторная работа № ЛР-3 (2 часа).

Тема: «Способы получения тепловой энергии. Теплонасосные установки»

2.3.1 Цель работы: Изучить устройство и принцип работы теплонасосных установок.

2.3.2 Задачи работы:

1. Выписать основные термины и определения.
2. Разобраться с принципиальной тепловой схемой теплоэнергетической установки и способом получения тепловой энергии.
3. Защитить лабораторную работу.

2.3.3 Перечень приборов, материалов, используемых в лабораторной работе:

1. Методические указания для лабораторной работы;
2. Справочные материалы по теплонасосным установкам.

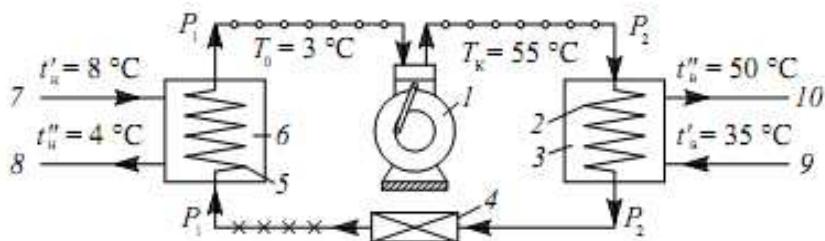
2.3.4 Описание (ход) работы:

Теплонасосные установки (ТНУ) используют естественную возобновляемую низкопотенциальную тепловую энергию окружающей среды (воды, воздуха, грунта) и повышают потенциал основного теплоносителя до более высокого уровня, затрачивая при этом в несколько раз меньше первичной энергии или органического топлива. Теплонасосные установки работают по термодинамическому циклу Карно, в котором рабочей жидкостью служат низкотемпературные жидкости (аммиак, фреон и др.). Перенос теплоты от источника низкого потенциала на более высокий температурный уровень осуществляется подводом механической энергии в компрессоре (парокомпрессионные ТНУ) или дополнительным подводом теплоты (абсорбционные ТНУ).

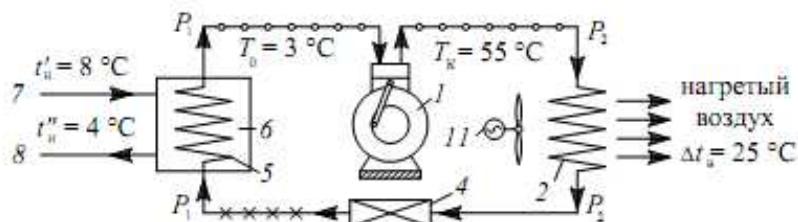
Применение ТНУ в системах теплоснабжения – одно из важнейших пересечений техники низких температур с теплоэнергетикой, что приводит к энергосбережению невозобновляемых источников энергии и защите окружающей среды за счет сокращения выбросов CO₂ и NO_x в атмосферу. Применение ТНУ весьма перспективно в комбинированных системах теплоснабжения в сочетании с другими технологиями использования возобновляемых источников энергии (солнечной, ветровой, биоэнергии) и позволяет оптимизировать параметры сопрягаемых систем и достигать наиболее высоких экономических показателей.

По конструкции, принципу действия, составу оборудования, используемым рабочим телам, ТНУ практически не отличаются от широко распространенных холодильных машин. Тепловые насосы в сравнении с холодильными машинами работают в диапазоне более высоких рабочих температур. Особенно выгодно применение тепловых насосов (ТН) при одновременной выработке теплоты и холода, что может быть реализовано в ряде промышленных и сельскохозяйственных производств, а также в системах кондиционирования воздуха.

Выберем в качестве рабочего хладагента – R 22, имеющего следующие параметры: расход хладагента $G_a = 0,06 \text{ кг/с}$; температура кипения $T_0 = 3^\circ\text{C}$; температура конденсации $T_k = 55^\circ\text{C}$; температура теплоносителя на входе в испаритель от источника низкого потенциала $t_u' = 8^\circ\text{C}$; температура теплоносителя (воды) на выходе из конденсатора $t_u'' = 50^\circ\text{C}$; расход теплоносителя в конденсаторе $G_k = 0,25 \text{ кг/с}$; перепад температур теплоносителя в конденсаторе $\Delta t_b = 15^\circ\text{C}$; мощность, потребляемая компрессором, $N_s = 3,5 \text{ кВт}$; теплопроизводительность ТНУ $Q_{th} = 15,7 \text{ кВт}$; коэффициент преобразования $\mu_{th} = 4,5$.



а) схема ТНУ для системы горячего водоснабжения



б) схема ТНУ для воздушного отопления или сушки

Рис. 1. Принципиальная схема ТНУ с электроприводом;

- пар; ————— смесь пара и жидкости ; — жидкость;
- 1 – компрессор;
- 2 – змеевик конденсации хладагента; 3 – бак конденсации;
- 4 – расширительный дроссельный клапан; 5 – змеевик испарения хладагента;
- 6 – бак испарения; 7 – вода низкопотенциального источника энергии (НИЭ); 8 – сток к НИЭ; 9 – вода из системы отопления или водопровода; 10 – вода на отопление или горячее водоснабжение; 11 – вентилятор.

Принципиальная схема парокомпрессионной ТНУ приведена на рис. 1 и включает испаритель, компрессор, конденсатор и дроссель.

В бак испарения 6 поступает тепловая энергия низкого потенциала Q_0 из окружающей среды при $t_h' = 8^\circ\text{C}$. Преобразование рабочей жидкости R 22 (аммиака или фреона) теплового насоса в пар происходит в змеевике испарения хладагента 5 при пониженном давлении P_1 и пониженной температуре $T_0 = 3^\circ\text{C}$. Компрессор 1 всасывает из испарителя насыщенный пар со степенью сухости $x_1 \approx 1$ и сжимает пар до давления P_2 . При сжатии хладагента энталпия i и температура пара повышается до $T_k = 55^\circ\text{C}$, а затрачиваемая работа $A_1 = \Delta i$, кДж/кг.

Пар с температурой $T_k = 55^\circ\text{C}$ подается в змеевик конденсации хладагента 2, где тепловая энергия пара передается другому теплоносителю (воде) бака конденсации 3 (схема а) или воздуху (схема б), после чего пар конденсируется при неизменном давлении P_2 .

Коэффициент трансформации этого идеального цикла:

$$\mu_c = q_k / A_1 = T_k / (T_k - T_0) = 328 / (328 - 276) = 6,3,$$

где q_k – теплота конденсации, кДж/кг;

A_1 – работа сжатия, кДж/кг;

T_k и T_0 температура конденсации и испарения хладагента, $^\circ\text{C}$.

В дроссельном клапане 4 происходит понижение давления от P_2 до P_1 , жидкий хладагент частично испаряется и образуется парожидкостная смесь со степенью сухости $x_0 \approx 0,05$, а в процессе дросселирования (при $i = \text{const}$) температура хладагента снижается от $T_k = 55^\circ\text{C}$ до $T_0 = 3^\circ\text{C}$. Парожидкостная смесь поступает в змеевик испарения хладагента 5, где, получая теплоту от источника с низким потенциалом, вновь испаряется, и цикл повторяется.

Таким образом, в ТНУ реализуется непрерывный круговой процесс переноса теплоты с более низкого температурного уровня на более высокий (к теплоносителю). Для этого подводится энергия извне, которая затрачивается а повышение давления парообразного рабочего вещества (хладагента). Причем затраченная энергия может быть электрической, тепловой и любой другой.

Количество теплоты, отнятой от источника с низким потенциалом (НИЭ), в идеальном цикле ТНУ равно теплоте испарения жидкого хладагента, поступившего в испаритель: $q_u = r(x_1 - x_0)$, кДж/кг, где r – теплота парообразования. Холодильный коэффициент этого цикла

$$\varepsilon_c = q_u / A_1 = T_0 / (T_k - T_0) = 276 / (328 - 276) = 5,3,$$

где q_u – теплота испарения хладагента, кДж/кг. Для идеального теоретического цикла ТНУ и без учета потерь теплоты выполняется соотношение $\mu_c = \varepsilon_c + 1$.

Мерой энергетической эффективности реальной ТНУ служит коэффициент преобразования энергии μ_{th} , характеризующий отношение отданной потребителю теплоты Q_k к затраченной (механической или электрической) энергии N . Оценки показывают, что для удачно спроектированных систем теплоснабжения коэффициент μ_{th} изменяется от 2,5 до 6...8, а при $\mu_{th} > 2,5...3$ использование ТНУ может оказаться выгоднее, чем теплоснабжение от ТЭЦ и индивидуальных котельных.

Количество переданной потребителю полезной теплоты, или теплопроизводительность ТНУ, зависит от расхода теплоносителя G_k , кг/с, средней массовой изо-

барной теплоемкости c_k , кДж/(кг·К) и перепада температур Δt_b , °С. Так, при нагреве воды по схеме а (рис. 9)

$$Q_k = G_k c_k \Delta t_b = 0,25 \cdot 4,19 \cdot 15 = 15,7 \text{ кВт.}$$

При нагреве воздуха по схеме б (рис. 1.13), когда расход холодного воздуха $G_k = 0,5$ кг/с, теплоемкость $c_k = 1$ кДж/(кг·К) и перепад температур $\Delta t_b = 25$ °С, теплоизделийность ТНУ составит

$$Q_k = G_k c_k \Delta t_b = 0,5 \cdot 1 \cdot 25 = 12,5 \text{ кВт.}$$

Коэффициент преобразования энергии μ_{th} , характеризующий отношение отданной потребителю теплоты Q_k к потребляемой компрессором электрической энергии $N_k = 3,5$ кВт, составит соответственно:

- для воды $\mu_{th} = Q_k / N_k = 15,7 / 3,5 = 4,5$;
- для воздуха $\mu_{th} = Q_k / N_k = 12,5 / 3,5 = 3,6$.

Следовательно, если на механическую работу компрессора расходуется 1 кВт электроэнергии, то в систему теплоснабжения передается 4,5 кВт теплоты, т.е. в несколько раз больше, чем при чисто электрическом отоплении. Работа электрического компрессора теплового насоса позволяет потреблять в несколько раз меньше электрической энергии, если бы нагревали теплоноситель системы теплоснабжения в теплообменнике простым электрическим нагревателем.

Парокомпрессионные тепловые насосы (ПТН) с приводом от теплового двигателя (газовой турбины или дизеля) оказываются еще более экономичными. Хотя КПД этих двигателей не превышает 35 %, при работе в составе ТНУ может быть утилизирована и направлена в общий поток нагреваемой ТНУ среды большая часть потерь, которые воспринимаются охлаждающей жидкостью и выхлопными газами. В результате коэффициент использования первичной энергии привода возрастает в 1,5 раза, а экономичность ТНУ обеспечивается при $\mu_{th} > 2$.

В условиях реальной рыночной экономики тепловые насосы имеют перспективу теплоэнергоснабжения в основных областях хозяйства: жилищно-коммунальном секторе, на промышленных предприятиях, в курортно-оздоровительных и спортивных комплексах, сельскохозяйственном производстве.

2.4 Лабораторная работа № ЛР-4 (2 часа).

Тема: «Расчет тепловых потерь неизолированными трубопроводами при надземной прокладке»

2.4.1 Цель работы: Рассмотреть методику расчета тепловых потерь неизолированными трубопроводами при надземной прокладке и провести расчет

2.4.2 Задачи работы:

1. Рассмотреть теоретические основы расчета тепловых потерь неизолированными трубопроводами при надземной прокладке.
2. Изучить особенности расчета потерь теплоты длинными участками неизолированных теплопроводов.
3. Произвести расчет тепловых потерь по вариантам

2.4.3 Перечень приборов, материалов, используемых в лабораторной работе:

1. Методические указания для лабораторной работы;
2. Справочные материалы по теплотехническим расчетам.

2.4.4 Описание (ход) работы:

1. Теоретические основы расчета тепловых потерь неизолированными трубопроводами при надземной прокладке

Трубопровод тепловой сети представляет из себя горизонтально расположенную нагретую трубу, обдуваемую ветром или находящуюся в спокойном воздухе. Поэтому теплоотдачу такого трубопровода можно определять по известным зависимостям с использованием коэффициента теплопередачи через стенку трубы:

$$Q = F_n \cdot (T_n - T_e) / K, \quad (1.1)$$

$$K = 1 / (1/\alpha_n + \delta_m/\lambda_m + 1/\alpha_w), \quad (1.2)$$

- где Q - теплоотдача трубопровода, ккал/час;
 α_n - коэффициент теплоотдачи на наружной поверхности трубопровода, ккал/(час m^2 $^\circ C$);
 F_n - площадь наружной поверхности трубопровода, m^2 ;
 T_n - температура наружной поверхности трубопровода, $^\circ C$;
 T_e - температура наружного воздуха, $^\circ C$.
 K - коэффициент теплопередачи через стенку рассматриваемого трубопровода, ккал/(час m^2 $^\circ C$);
 α_w - коэффициент теплоотдачи на внутренней поверхности трубопровода, ккал/(час m^2 $^\circ C$);
 δ_m - толщина металлической стенки трубы, м;
 λ_m - теплопроводность материала стенки трубы, ккал/(ч м $^\circ C$);
 α_w - коэффициент теплоотдачи на внутренней поверхности трубопровода, ккал/(час m^2 $^\circ C$);
 T_n - температура наружной поверхности трубопровода, $^\circ C$;

В качестве расчетных температур следует брать средние температуры за рассматриваемый период. При этом, температуру поверхности трубопровода можно принимать равной температуре воды в трубопроводе, так как термическое сопротивление стенки трубы δ_m/λ_m и сопротивление теплоотдаче на внутренней поверхности $1/\alpha_w$ для чистой трубы во много раз меньше, чем сопротивление теплоотдаче на наружной поверхности $1/\alpha_n$. Такое допущение позволяет значительно упростить расчет и уменьшить число необходимых исходных данных, так как тогда не требуется знать скорость воды в трубе, толщину стенки трубы, степень загрязнения стенки на внутренней поверхности. Погрешность расчета, связанная с таким упрощением, невелика и значительно меньше погрешностей, связанных с неопределенностью других расчетных величин.

Площадь наружной поверхности трубопровода определяется его длиной и диаметром:

$$F_n = \pi D_n L, \quad (1.3)$$

- где Q - теплоотдача трубопровода, ккал/час;
 π - константа, равная 3,141;
 D_n - наружный диаметр трубопровода, м;
 L - длина трубопровода, м.

С учетом выше изложенного выражение (1) можно преобразовать к виду:

$$Q = \alpha_n \pi D_n L (T_n - T_e), \quad (1.4)$$

Наиболее важным при расчете тепловых потерь является правильное определение коэффициентов теплоотдачи на наружной поверхности трубопровода. Вопрос теплоотдачи от одиночной трубы хорошо изучен, и расчетные зависимости приводятся в учебных пособиях и справочниках по теплообмену. Согласно теории, общий коэффициент теплоотдачи определяется как сумма коэффициентов конвективной и лучистой теплоотдачи:

$$\alpha_n = \alpha_k + \alpha_\lambda \quad (1.5)$$

Коэффициент конвективной теплоотдачи зависит от скорости воздуха и направления потока по отношению к оси трубопровода, диаметра трубопровода, теплофизических характеристик воздуха. В общем случае выражение для определения коэффициента теплоотдачи на наружной поверхности трубопровода при поперечном обдувании потоком воздуха будет:

при ламинарном режиме движения воздуха (критерий Рейнольдса Re меньше 1000)

$$\alpha_k = 0,43 \beta_\phi Re^{0,5} \lambda_e / D_n \quad (1.6)$$

При переходном и турбулентном режиме движения воздуха (критерий Рейнольдса Re равен или больше 1000)

$$\alpha_k = 0,216 \beta_\phi Re^{0,6} \lambda_e / D_n, \quad (1.7)$$

где Re - критерий Рейнольдса, вычисляемый по наружному диаметру трубопровода и скорости движения воздуха, определяемой с учетом высоты расположения трубопровода над землей и характера рельефа местности.

- λ_e - коэффициент теплопроводности воздуха, ккал/(ч м °C);
 β_ϕ - поправочный коэффициент, учитывающий направление воздушного потока по отношению к оси трубопровода.

$$Re = U \beta_u D_n / v_e, \quad (1.8)$$

- где U - расчетная скорость движения воздуха;
 β_u - поправочный коэффициент, учитывающий высоту расположения трубопровода над землей и характер рельефа местности.
 v_e - коэффициент кинematicкой вязкости воздуха, определяемый при температуре наружного воздуха, м²/с.

Выбор расчетной скорости ветра U является ответственной задачей, так как этот параметр в существенной степени влияет на значение коэффициента конвективной теплоотдачи. Сложность выбора заключается в том, что скорость ветра является сильно переменной и трудно предсказуемой величиной, поэтому в расчете неизбежно приходится ориентироваться на некоторые средние значения скорости. Среднее значение расчетной скорости ветра U можно определять по фактическим данным скоростей ветра за рассматриваемый период на основании метеорологических наблюдений или по среднемесячным значениям по данным /6, 7/. При этом первый вариант явно предпочтительнее, так как данные СНиП и климатологических справочников являются результатом осреднения за очень большой период многолетних наблюдений и не могут учитывать особенностей климата в конкретный расчетный год.

Значение поправочного коэффициента β_u может быть определено на основании данных по поправкам на ветровое давление, приводимым в /4/.

Соотношение между поправочным коэффициентом на скорость воздуха и поправкой на ветровое давление достаточно простое:

$$\beta_u = \sqrt{\beta_p}, \quad (1.9)$$

Высота расположения трубопровода над землей обычно не превышает 5 м, поэтому значения поправочного коэффициента на скорость ветра определены только для такой ситуации и приведены в таблице 1.

Таблица 1- Поправочные коэффициенты на ветровое давление и скорость воздуха

Тип местности	Поправка на ветровое давление β_p	Поправка на скорость воздуха β_u
Открытая - побережья морей и озер, пустыни, степи, лесостепи, тундра	0,75	0,866
Пересеченная - городские территории, лесные массивы и др., с препятствиями высотой до 10 м	0,5	0,707
Городская - городские районы с застройкой зданиями высотой более 20 м	0,4	0,632

Данные по зависимости коэффициента кинематической вязкости ν_e и коэффициента теплопроводности λ_e от температуры для воздуха с интервалом в 10 градусов приведены в /1, 2, 3/. В приложении 1 приводятся результаты интерполяции этих данных с шагом 1 градус для непосредственного использования при расчете.

В /1/ приводится зависимость поправочного коэффициента β_ϕ от угла обдувания трубопровода. Эти данные представлены в таблице 2.

Таблица 2 - Поправочные коэффициенты на от угол обдувания

ϕ , град.	90	80	70	60	50	40	30	20	10
β_ϕ	1	1	0,98	0,95	0,87	0,77	0,67	0,60	0,55

Учитывая, что направление движения воздуха по отношению к ориентации трубопровода обычно неизвестно, поправочный коэффициент на угол обдувания β_ϕ следует принимать как среднее значение в диапазоне изменения угла направления потока от 90 градусов (перпендикулярно оси трубопровода) до 0 (параллельно оси трубопровода). Согласно данным таблицы 2, среднее значение равно **0,821**.

Коэффициент лучистой теплоотдачи зависит от температуры воздуха и температуры поверхности трубопровода, а так же от степени черноты поверхности трубопровода ϵ_n .

$$\alpha_n = \epsilon_n C_0 (((T_n + 273)/100)^4 - ((T_e + 273)/100)^4) / (T_n - T_e) \quad (1.10)$$

где C_0 - коэффициент излучения абсолютно черного тела.

$$C_0 = 4,97 \text{ ккал/(час м}^2 \text{ (}^\circ\text{К)}^4)$$

Оголенная стальная труба теплопровода, находящаяся в атмосферных условиях, имеет окисленную или сильно окисленную поверхность, для которых степень черноты ϵ_n , согласно данным /1/, лежит в пределах от 0,8 до 0,98. Поэтому, рекомендуется принимать среднее значение $\epsilon_n = 0,9$.

2. Особенности расчета потерь теплоты

длинными участками неизолированных теплопроводов

Теоретические расчетные зависимости, представленные в предыдущем разделе, справедливы для случая, когда входящие в них расчетные коэффициенты теплоотдачи и температура теплоносителя являются постоянными по длине трубопровода. Это достаточно близко соответствует ситуации, когда снижение температуры теплоносителя на участке за счет тепловых потерь невелико и средняя температура теплоносителя мало отличается от начальной. Вследствие постоянства температуры поверхности трубопровода постоянными остаются и значения коэффициентов конвективной и лучистой теплоотдачи с поверхности трубы.

В общем случае падение температуры теплоносителя на коротком участке прямо пропорционально длине трубопровода и его диаметру и обратно пропорционально расходу теплоносителя:

$$\Delta T_w \sim (T_w - T_e) D_n L / G_w, \quad (2.1)$$

Если же трубопровод имеет малый диаметр, расход невелик, а длина участка достаточно велика, то вследствие значительного изменения температуры теплоносителя изменяется перепад температур между поверхностью трубы и воздухом, а также значение коэффициента лучистой теплоотдачи. Вследствие этого удельные потери теплоты постепенно снижаются от начала участка к его концу, и общие потери тепла уже не пропорциональны длине трубопровода. В этом случае расчет по линейной зависимости может дать слишком большую погрешность в сторону за-

вышения теплопотерь, так как снижение теплоотдачи идет по нелинейному экспоненциальному закону.

Для получения более достоверного результата расчета тепловых потерь в такой ситуации следует расчет вести по уточненным зависимостям, учитывающим экспоненциальный характер снижения теплоотдачи. Для их применения в качестве исходных данных следует обязательно использовать еще один параметр: расход теплоносителя на участке G_w .

Расчетные зависимости могут быть получены из дифференциального уравнения, описывающего процесс теплоотдачи с поверхности трубопровода элементарной длины, и дифференциального уравнения, описывающего расход теплоты вследствие остывания воды:

$$\left\{ \begin{array}{l} dQ = \alpha_n (T_w - T_e) \pi D_n \cdot dL \\ dQ = c_w G_w dT_w, \end{array} \right. \quad (2.2)$$

$$(2.3)$$

где dQ - теплопотери участка трубопровода элементарной длины;
 dL элементарная, бесконечно малая длина трубопровода;
 dT_w снижение температуры теплоносителя на участке элементарной длины.
 c_w теплоемкость воды, ккал/(кг °C). $c_w = 1$

При выводе решения предполагается, что коэффициент теплообмена на поверхности трубопровода остается постоянным. Учитывая, что доля лучистого теплообмена в общем коэффициенте составляет около 15-20%, такое допущение вполне правомерно и не приводит к существенным погрешностям. В то же время такой подход позволяет значительно упростить конечные выражения.

Решение системы уравнений приводит к следующей зависимости падения температуры теплоносителя от длины трубопровода L :

$$\Delta T_w = (T_w - T_e) (1 - e^{-AL}), \quad (2.4)$$

где e - основание натуральных логарифмов, $e = 2,71$;

A - комплекс из расчетных величин, 1/м.

$$A = \alpha_n \pi D_n / c_w G_w, \quad (2.5)$$

Конечная температура теплоносителя при этом будет:

$$T_{wk} = T_w - \Delta T_w \quad (2.6)$$

Если конечная температура теплоносителя получается меньше или равной 0°C, это означает, что трубопровод пермерзнет. Рассчитывать теплопотери трубопровода в такой ситуации не имеет смысла. Критическая длина трубопровода, то есть максимально допустимая длина, при которой он еще не будет пермерзать, определится:

$$L_{kp} = - \ln(1 - T_w / (T_w - T_e)) / A \quad (2.7)$$

Если конечная температура теплоносителя получается выше 0°C, то могут быть рассчитаны тепловые потери трубопровода:

$$Q = c_w G_w \Delta T_w, \quad (2.8)$$

3. Практическая методика расчета тепловых потерь

В настоящем разделе приводится последовательность расчета и расчетные формулы для вычисления тепловых потерь трубопроводов. Входящие в формулы расчетные величины должны быть представлены в единицах измерения, указанных в таблице 3.

Таблица 3 - Используемые единицы измерения расчетных величин

Расчетный параметр	Обозначение	Единица измерения
Исходные данные для расчета		
Начальная температура воды в трубопроводе	T_w	°C
Температура воздуха	T_e	°C
Наружный диаметр трубопровода	D_n	мм
Длина трубопровода	L	м
Скорость ветра	U	м/с
Расход теплоносителя	G_w	т/час
Промежуточные значения и результаты расчета		
Часовые тепловые потери трубопровода	Q	ккал/час
Коэффициент конвективной теплоотдачи	α_k	ккал/(час м ² °C)
Коэффициент лучистой теплоотдачи	α_l	ккал/(час м ² °C)
Коэффициент полной теплоотдачи	α_n	ккал/(час м ² °C)
Теплопроводность воздуха	λ_e	ккал/(час м °C)
Кинематическая вязкость воздуха	v_e	м ² /с
Критерий Рейнольдса	Re	-
Поправка на скорость воздуха	β_u	-
Поправка на угол обдувания	β_ϕ	-
Коэффициент излучения абсолютно черного тела	C_0	ккал/(час м ² (°K) ⁴)
Степень черноты поверхности трубопровода	ε_n	-
Теплоемкость воды	c_w	ккал/(кг °C)
Снижение температуры воды	ΔT_w	°C

Последовательность расчета

1. Определяем по таблицам приложения А теплофизические характеристики воздуха λ_e и v_e при заданной его температуре. В расчете следует использовать значения, выбираемые непосредственно из таблиц, без всяких переводных коэффициентов, так как они включены в расчетные формулы.

2. По таблице 1 определяем поправочный коэффициент на скорость воздуха β_u в зависимости от типа местности.

3. Определяем значение поправки на угол обдувания трубопровода β_ϕ , приравнивая его среднему значению **0,821**, или, если известен угол обдувания, определяя его по таблице 2.

4. Определяем критерий Рейнольдса для воздуха:

$$Re = 1000 U \beta_u D_n / v_e \quad (3.1)$$

5. Определяем коэффициент конвективной теплоотдачи.

Если значение критерия Рейнольдса меньше 1000, то вычисление проводим по формуле:

$$\alpha_k = 4,3 \beta_\phi Re^{0,5} \lambda_e / D_n \quad (3.2)$$

В противном случае вычисление проводим по формуле:

$$\alpha_k = 2,16 \beta_\phi Re^{0,6} \lambda_e / D_n \quad (3.3)$$

6. Определяем степень черноты поверхности трубопровода ε_n приравнивая ее среднему значению **0,9**, или обосновываем другое значение по справочной литературе.

7. Определяем коэффициент лучистой теплоотдачи:

$$\alpha_n = 4,97 \varepsilon_n (((T_n + 273)/100)^4 - ((T_e + 273)/100)^4) / (T_n - T_e) \quad (3.4)$$

8. Определяем полный коэффициент теплоотдачи:

$$\alpha_n = \alpha_k + \alpha_n \quad (3.5)$$

9. Определяем часовые тепловые потери трубопроводом:

$$Q = \alpha_n \pi D_n L (T_n - T_e) / 1000 \quad (3.6)$$

10. Определяем потери тепла, за расчетный период времени, Гкал/час:

$$Q_N = 24 Q N / 1000000, \quad (3.7)$$

где N - количество суток в расчетном периоде времени.

Дальнейшие действия следует выполнять, если есть опасения, что снижение температуры на участке велико и расчет следует выполнять по нелинейной зависимости. Для дальнейшего расчета должен быть известен расход теплоносителя на участке.

11. Определяем модуль показателя экспоненты AL :

$$AL = \alpha_n \pi D_n L / (10^6 G_w) \quad (3.8)$$

Если полученное значение незначительно отличается от 0, то погрешность расчета теплопотерь составляет примерно половину вычисленного значения. Так, если полученное значение равно 0,05, то можно считать, что теплопотери были определены с точностью порядка 2,5%. Если полученная точность расчета устраивает, то переходим к пункту 13. При необходимости можно откорректировать значение теплопотерь в соответствии с определенной погрешностью:

$$Q = Q(1 - AL/2) \quad (3.9)$$

12. Если значение модуля показателя экспоненты AL больше 0,05, или если требуется более высокая точность расчета, вычисляем снижение температуры теплоносителя на участке за счет теплопотерь по экспоненциальной зависимости:

$$\Delta T_w = (T_w - T_e)(1 - e^{-AL})$$

13. Определяем конечную температуру теплоносителя, чтобы убедиться, что трубопровод не перегревнет:

$$T_{wk} = T_w - \Delta T_w \quad (3.10)$$

13. Определяем уточненное значение теплопотерь:

$$Q = 1000 G_w \Delta T_w \quad (3.11)$$

14. Определяем уточненные потери тепла за расчетный период времени в соответствии с п.10.

2.5 Лабораторная работа № ЛР-5 (2 часа).

Тема: «Расчет тепловых нагрузок на отопление, вентиляцию и горячее водоснабжение»

2.5.1 Цель работы: Изучить методику расчета тепловых нагрузок на отопление, вентиляцию и горячее водоснабжение.

2.5.2 Задачи работы:

1. Расчет тепловых нагрузок на отопление.
2. Расчет тепловых нагрузок на вентиляцию.
3. Расчет тепловых нагрузок на горячее водоснабжение.

2.5.3 Перечень приборов, материалов, используемых в лабораторной работе:

1. Методические указания к лабораторной работе.

2.5.4 Описание (ход) работы:

Методика расчета тепловых нагрузок на отопление, вентиляцию и горячее водоснабжение для конкретных зданий с известными параметрами

Расчетные тепловые нагрузки, Вт, на отопление для отдельных зданий, объемы и размеры которых известны, определяют по выражению

$$Q_o = (1 + \mu) q_o A_k \cdot K_v (t_b - t_{h.o})$$

где q_o – удельная тепловая нагрузка на отопление (удельная отопительная характеристика здания), определяемая по справочной литературе в зависимости от типа здания, его размеров, расчетной температуры наружного воздуха, времени постройки, Вт/(м³·°C);

m – коэффициент инфильтрации, учитывающий долю расхода тепла на подогрев наружного воздуха, поступающего в помещения через неплотности наружных ограждений:

$$\mu = f(b, H, v)$$

где b – постоянная инфильтрации, учитывающая коэффициент остекления наружных ограждений и конструкцию оконных проемов, см/с; для отдельных промышленных зданий с большими световыми проемами $b = (35-40) \times 10^{-3}$ см/с; для жилых и общественных зданий с двойным остеклением $b = (8-10) \times 10^{-3}$ см/с;

H – высота помещения (здания), м;

v – расчетная скорость ветра в холодный период года, м/с.

Объемный коэффициент здания:

$$K_v = V_c / A_{ж}, \text{ м}^3/\text{м}^2.$$

V_c – объем здания по наружному обмеру – строительный объем здания, м³;

$A_{ж}$ – жилая площадь, м².

Для кирпичных зданий старой застройки с высотой этажа 4 м $K_v = 7-8 \text{ м}^3/\text{м}^2$; для кирпичных и крупнопанельных зданий 1955–1970 гг. с высотой этажа 2,8 м $K_v = 5,2-6,2 \text{ м}^3/\text{м}^2$; для зданий более поздней постройки $K_v = 6,2-7,3 \text{ м}^3/\text{м}^2$.

Расчетный тепловой поток, Вт, на вентиляцию для отдельных общественных и промышленных зданий

$$Q_v = q_v V_c \cdot (t_i - t_o)$$

где q_v – удельная вентиляционная характеристика зданий, Вт/(м³·°C), принимается в зависимости от назначения здания, его объема. При отсутствии данных допускается принимать усредненную величину $q_v = 0,232 \text{ Вт}/(\text{м}^3 \cdot \text{°C})$.

Тепловой поток, Вт, на горячее водоснабжение за период (сутки, смена) максимального водопотребления следует вычислять по формулам:

а) в течение часа среднего водопотребления

$$Q_t^h = \frac{c \cdot \rho \cdot q_t^h \cdot (t_t^h - t_c)}{3600} + Q^{ht}$$

б) в течение часа максимального водопотребления

$$Q_{hr}^h = \frac{c \cdot \rho \cdot q_{hr}^h \cdot (t_m^h - t_c)}{3600} + Q^{ht}$$

c – удельная теплоемкость воды: $c = 4186 \text{ Дж}/(\text{кг} \cdot \text{°C})$;

ρ – плотность воды: $\rho = 1000 \text{ кг}/\text{м}^3$;

$$q_{hr}^h$$

– максимальный часовой расход горячей воды, м³/ч;

$$q_t^h$$

– средний часовой расход горячей воды, м³/ч;

Q^{ht}

– потери теплоты подающими теплопроводами и полотенцесушителями системы горячего водоснабжения, Вт.

На начальном этапе проектирования системы горячего водоснабжения, точное оп-

 Q^{ht}

ределение потерь тепла в системе невозможно и оценивается приближенно, в долях от расхода тепла на подогрев среднечасового расхода воды до нормативной температуры, т. е.

$$Q^{ht} = \beta_n \frac{q_t^h \cdot c \cdot \rho (t_m^h - t_c)}{3600}$$

Величину β следует принимать 0,05–0,2 при изолированных водоразборных стояках и 0,1–0,3 при неизолированных водоразборных стояках.

Максимальный часовой расход горячей воды в системе горячего водоснабжения, м³/ч, вычисляют по формуле

$$q_{hr}^h = 0,005 \cdot q_{o,hr}^h \cdot \alpha_{hr}$$

где α_{hr} – коэффициент, принимаемый согласно ТКП в зависимости от общего количества приборов N , обслуживаемых системой, и вероятности их использования P_{hr} .

Вероятность использования приборов для системы в целом определяется по формуле

$$P_{hr} = \frac{3600 \cdot P \cdot q_o^h}{q_{o,hr}^h}$$

 $q_{o,hr}^h$

Часовой расход воды санитарно-техническим прибором , л/ч, определяется при одинаковых потребителях воды в здании или сооружении по ТКП, а при отличающихся потребителях – по формуле

$$q_{o,hr}^h = \frac{\sum_1^i N_i P_{hr,i} \cdot q_{o,hr,i}^h}{\sum_1^i N_i P_{hr,i}}$$

При отсутствии сведений о видах и количестве санитарно-технических приборов

допускается принимать $q_{o,hr}^h = 200$ л/ч.

Вероятность действия санитарно-технических приборов P на участке сети следует определять:

а) при одинаковых потребителях в системе

$$P = \frac{q_{hr,u}^h \cdot U}{q_o^h \cdot N \cdot 3600}$$

б) при отличающихся группах потребителей воды в системе

$$P = \frac{\sum_i^i N_i P_i}{\sum_1^i N_i}$$

При отсутствии данных о количестве водоразборных приборов допускается определять P , принимая $N = U$.

$$q_{hr,u}^h$$

- норма расхода горячей воды, л, одним потребителем в час наибольшего потребления

а U – количество потребителей горячей воды.

$$q_o^h$$

Секундный расход горячей воды , л/с, водоразборной арматурой (прибором), отнесенный к одному прибору, необходимо определять согласно ТКП (Системы внутреннего водоснабжения зданий).

Максимальный секундный расход воды на расчетном участке системы горячего водоснабжения при гидравлическом расчете

$$q^h = 5 \cdot q_o^h \cdot \alpha$$

где α – коэффициент, определяемый по ТКП в зависимости от общего количества водоразборных приборов N , обслуживаемых расчетным участком, и вероятности их действия P в системе.

$$q_T^h$$

Средний часовой расход горячей воды , м³/ч, за период (сутки, смена) максимального потребления воды T , ч, следует определять по выражению

$$q_T^h = \frac{q_u^h \cdot U}{1000 \cdot T}$$

2.6 Лабораторная работа № ЛР-6 (2 часа).

Тема: «Тепловой расчет холодильных машин. Определение тепловых нагрузок и производительности аппаратов»

2.6.1 Цель работы: Проведение теплового расчета холодильных машин.

2.6.2 Задачи работы:

1. Изучение теплового расчета холодильной машины.

2. Определение тепловых нагрузок холодильной машины.

3. Определение производительности холодильной машины.

2.6.3 Перечень приборов, материалов, используемых в лабораторной работе:

1. Методические указания к лабораторной работе.

2.6.4 Описание (ход) работы:

Принцип действия холодильной машины заключается в следующем.

1. В испарителе, установленном в охлаждающем объеме, происходит кипение жидкого хладагента при низком давлении и температуре за счет отбора тепла из окружающей среды.

2. Из испарителя пары хладона проходят через теплообменник и паровой фильтр, затем они отсасываются компрессором, сжимаются и в перегретом состоянии нагнетаются в конденсатор, при этом температура и давление повышаются.

3. В охлаждаемом воздухом конденсаторе они конденсируются, т.е. превращаются в жидкость.

4. Жидкий хладон стекает по трубам конденсатора и скапливается в ресивере, откуда под давлением проходит через жидкостный фильтр и теплообменник.

5. Очищенный хладон, проходя через узкое отверстие ТРВ, дросселируется, распыляется и при резком снижении температуры и давления поступает в испаритель.

Цикл повторяется. Циркулируя по такому замкнутому кругу, хладагент постоянно меняет свое агрегатное состояние, т. е. происходит скачкообразный переход хладагента из жидкого состояния в газообразное и наоборот.

В настоящее время в холодильном оборудовании используются различные системы холодоснабжения: встроенные, выносные и централизованные.

Теплопритоки от встроенных в оборудование холодильных агрегатов приводят к снижению товарооборота и росту непредусмотренных расходов, в том числе:

срок службы встроенных холодильных агрегатов в 2...3 раза ниже, чем при использовании систем выносного холодоснабжения, и в 4...6 раз ниже, чем при использовании централей;

происходят частые выходы из строя оборудования;

возникают дополнительные расходы на кондиционирование и на энергопотребление.

Выносное холодоснабжение представляет собой систему холодоснабжения на базе автономных компрессорно-конденсаторных агрегатов, расположенных в машинном отделении и изолированных от торговых помещений. При этом каждый агрегат может обеспечивать холодом нескольких потребителей.

Одним из важнейших условий эффективного развития предприятий является использование централизованных систем холодоснабжения, представляющих собой несколько параллельно включенных компрессоров на единой раме с дополнительным оборудованием. Каждый центральный агрегат оборудован микропроцессорным блоком управления, осуществляющим регулирование холодопроизводи-

тельности агрегата и обеспечивающим равномерную работу каждого компрессора и конденсатора.

Основные достоинства использования централизованной системы холодоснабжения следующие:

центральные агрегаты компактны и занимают значительно меньше места;

достигается заметная экономия электроэнергии, так как крупные компрессоры имеют более высокий коэффициент полезного действия;

обеспечивается высокая надежность за счет использования нескольких компрессоров;

в случае выхода из строя одного или несколько компрессоров остальные компрессоры обеспечат поддержание требуемой температуры для предотвращения потери продукции до устранения неисправности;

3 Термовой расчет холодильных машин. Определение тепловых нагрузок или производительности аппаратов.

При **термовом расчете холодильной машины** определяют:

- объем, описываемый поршнем компрессора, м³/ч. По величине этого объема подбирают компрессор;
- тепловую нагрузку на конденсатор, Вт, по величине которой определяют его поверхность;
- эффективную мощность N_e , кВт, на валу компрессора;
- тепловую нагрузку на переохладитель или теплообменник, по величине которой определяют их поверхности.

Основанием для расчета служит заданная холодопроизводительность машины $Q_{\text{обрутто}}$ (Вт) с указанием хладагента, температурных условий работы и намечаемых типов компрессоров и аппаратов.

С помощью диаграмм $T - s$ и $\lg p - i$ и таблиц насыщенных паров соответствующих хладагентов определяют параметры узловых точек цикла холодильной машины.

Пример. Произвести тепловой расчет аммиачной и фреоновых холодильных машин с вертикальными компрессорами холодопроизводительностью 100 000 Вт при условиях работы и параметрах узловых точек цикла холодильной машины, приведенных в табл. 1.

По диаграммам $\lg p - i$ находим энталпии всех точек (рис. 1) для аммиака, хладона-12 и фреона-22 (табл. 1). Удельные объемы пара находим по диаграммам в точке 1'. Формулы, по которым выполнен расчет, и результаты расчета указаны в табл. 2.

Таблица 1

Хладагент	Температура, °C					Давление, кН/м ² (бар)		Теплосодержание, кДж/кг (ккал/кг)			Удельный объем v_1 , м ³ /кг
	t_k	t_0	t_i	t_b	t_n	p_k	p_0	i_1	i_2	$i_3 = i_{4'}$	
Аммиак	+30 20	- +25	+25 15	- 15	+118	1176,4(11,9)	190(1,94)	1674,8(400)	1940,6(463)	531,7(127)	0,65
Хладон-12	+30 20	- +25	+25 15	- 15	+50	743,6(7,58)	151(1,54)	569,4(136)	603(144)	443,8(106)	0,11

Фреон-22	+30	-20	+25	-15	+80	1203,7(12,27)	246(2,51)	624(149)	670(160)	452,2(108)	0,08
----------	-----	-----	-----	-----	-----	---------------	-----------	----------	----------	------------	------

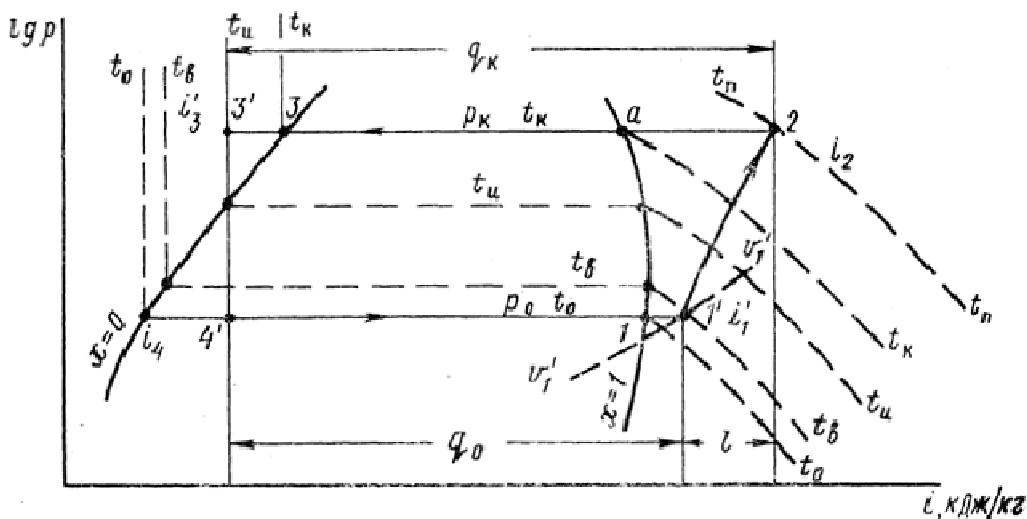


Рис. 1 – Теоретический цикл холодильной машины (частный случай к примеру)

По стандартной холодопроизводительности [для аммиака $Q_{0c} = 140000$ Вт (132000 ккал/ч), для хладона-12 $Q_{0c} = 134\ 500$ Вт (116 000 ккал/ч) и для фреона-22 $Q_{0c} = 105\ 000$ Вт (91 400 ккал/ч)] и по объему, описанному поршнями (для аммиака $V_h = 396\ m^3/\text{ч}$, для хладона-12 $V_h = 529,2\ m^3/\text{ч}$ и для фреона-22 $V_h = 270\ m^3/\text{ч}$), можно подобрать компрессор для каждой холодильной установки.

Зависимость холодопроизводительности компрессора и потребляемой мощности от температурного режима называют **характеристикой холодильной машины**. Каждой холодильной машине свойственна определенная характеристика, которая учитывает особенности конструкции, термодинамического цикла, осуществляемого в машине, и свойства рабочего вещества.

2.7 Лабораторная работа № ЛР-7 (2 часа).

Тема: «Расчет часовых и годовых тепловых нагрузок. Определение расходов сетевой воды у потребителей»

2.7.1 Цель работы: Провести расчет часовых и годовых тепловых нагрузок.

2.7.2 Задачи работы:

1. Рассчитать часовые и годовые тепловые нагрузки.
2. Определить расходы сетевой воды у потребителей.

2.7.3 Перечень приборов, материалов, используемых в лабораторной работе:

1. Методические указания к лабораторной работе.

2.7.4 Описание (ход) работы:

Определение среднечасовых и максимально часовых расчетных расходов тепла на горячее водоснабжение жилых, общественных и промышленных зданий.

Укрупненные показатели среднечасового теплового потока в соответствии со СНиП 2.04.07-86.

Горячее водоснабжение. Часовые расходы тепла. В СНиП II-34-76 приведено два значения расхода горячей воды на одного жителя в сутки: средний расход воды за сутки отопительного периода $q_{\text{Сут.ср}}$ и увеличенный расход воды в сутки наибольшего водопотребления $g_{\text{сут. max}}$. Отношение $g_{\text{сут. max}}/q_{\text{Сут.ср}} = K_{\text{сут}}$ называют коэффициентом суточной неравномерности расхода воды. В сутки наибольшего водопотребления расход воды по отдельным часам суток также неравномерен и в часы максимального водопотребления в несколько раз превышает средний расход воды за эти сутки. Отношение максимального часового расхода воды $q_{\text{ч. max}}$ к среднечасовому расходу воды $q_{\text{ч.ср}}$, т. е. $K_{\text{ч}} = q_{\text{ч. max}}/q_{\text{ч.ср}}$, характеризует часовую неравномерность расхода воды в сутки наибольшего водопотребления. Максимальный часовой расход воды $q_{\text{ч. max}}$ нельзя смешивать с приводимым в нормах расходом воды в час наибольшего водопотребления $g_{\text{ч.}}$. Последний как некоторый предел применяется для определения вероятности действия водоразборных приборов и становится равным $q_{\text{ч. max}}$ только при бесконечно большом числе водоразборных приборов. Среднечасовой расход тепла на горячее водоснабжение в сутки отопительного периода $Q_{\text{ч.ср}}$, кДж/ч, определяют, согласно нормам, по выражению

$$Q_{\text{ч.ср}} = N g_{\text{сут.ср}} c (t_r - t_x)/24 + \Delta Q_n + \Delta Q_u, \quad (1)$$

где N — число жителей; $g_{\text{сут.ср}}$ — расход горячей воды одним жителем в сутки отопительного сезона, кг/(сут-житель) [в нормах этот расход дан в л/{ сут-житель}, но при плотности воды $p=1000$ кг/м³ численные значения л/(сут-житель) и кг/(сут житель) совпадают]; c — удельная теплоемкость воды, равная 4,19 кДж/(кг·°C); t_r — средняя температура воды в водоразборных стояках систем горячего водоснабжения, принимаемая равной 55°C; t_x — температура холодной воды в водопроводе, принимаемая при отсутствии особых указаний в задании на проектирование равной 5°C; ΔQ_n , ΔQ_u — потери тепла подающими и циркуляционными трубопроводами в системе горячего водоснабжения, кДж/ч.

При проектировании централизованного теплоснабжения диаметры и длины трубопроводов местных систем горячего водоснабжения обычно бывают еще неизвестны и потому значения ΔQ_n , ΔQ_u приходится оценивать ориентировочно, выражая их волях расхода тепла на подогрев воды, т. е. полагая, что $\Delta Q_n + \Delta Q_u = \beta_i (N g_{\text{сут.ср}} c (t_i - t_r))/24$. В этом случае формула (1.21) принимает вид

$$Q_{\text{ч.ср}} = N g_{\text{сут.ср}} c (t_r - t_x) (1 + \beta_i)/24. \quad (2)$$

Определение годовых расходов тепла на отопление, вентиляцию и горячее водоснабжение. Часовые и годовые графики тепловых нагрузок и их роль в теплоснабжении.

Годовой расход тепла на отопление жилых зданий $Q_{\text{год}}^{\text{зх}}$, ГДж/год, находится, как сумма расходов тепла в I и II диапазонах наружных температур:

$$Q_{\text{от}}^{\text{год}} = Q_{\text{от}}^{\text{п}} [Q_{\text{ср}}^{\text{I}} (z_{\text{от}} - z_{\text{II}}) + Q_{\text{ср}}^{\text{II}} z_{\text{II}}] 10^{-6}, \quad (3)$$

где $Q_{\text{год}}^{\text{зх}}$ — расчетный часовой расход тепла, кДж/ч, определяемый по формуле (1.1) или (1.17) при $t_h = t_{\text{ср}}^{\text{I}}$, $Q_{\text{ср}}^{\text{I}}$ и $Q_{\text{ср}}^{\text{II}}$ — средние относительные расходы тепла в I (при $t_h > t_{\text{ср}}^{\text{I}}$) и II (при $t_h < t_{\text{ср}}^{\text{II}}$) диапазонах наружных температур, определяемые соответственно по формулам (1.20) и (1.19) с подстановкой в них средних значений наружных температур $t_{\text{ср}}^{\text{I}}$ и $t_{\text{ср}}^{\text{II}}$ в каждом из диапазонов; $z_{\text{от}}$ — продолжительность отопительного периода, ч/год; z_{II} — продолжительность II диапазона наружных температур, ч/год.

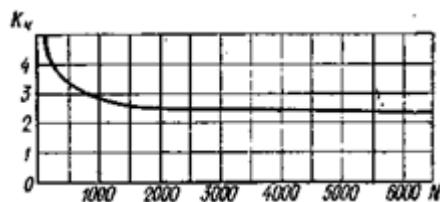


Рис. 1 Зависимость коэффициента максимальной часовой неравномерности потребления горячей воды $K_{\text{ч}}$ от числа жителей N

Продолжительность II диапазона наружных температур очень невелика и при отсутствии более точных данных для всех городов нашей страны приближенно может быть принята равной 10% продолжительности отопительного периода, т. е. $z_{\text{II}} = 0,1 z_{\text{от}}$. Краткость II диапазона наружных температур позволяет без существенной погрешности определять среднюю наружную температуру в этом диапазоне $t_{\text{ср}}^{\text{II}}$ как среднеарифметическую из двух краевых температур этого диапазона с корректирующим коэффициентом 0,95, учитывающим большую продолжительность стояния высоких наружных температур:

$$t_{\text{ср}, \text{cp}}^{\text{II}} = 0,475 (t_{\text{ср}}^{\text{I}} + t_{\text{ср}}^{\text{п}}). \quad (4)$$

Так как средняя наружная температура за весь отопительный период $t_{\text{ср}, \text{cp}}$ обычно бывает известна по климатологическим данным, из общего баланса градусо-часов отопительного периода находим

$$t_{\text{ср}, \text{cp}}^{\text{I}} = t_{\text{ср}, \text{cp}} - (t_{\text{ср}, \text{cp}}^{\text{II}} - t_{\text{ср}, \text{cp}}) \frac{z_{\text{II}}}{z_{\text{от}} - z_{\text{II}}}. \quad (5)$$

Годовой расход тепла на горячее водоснабжение жилого здания $Q_{\text{год}}^{\text{зх}}$, ГДж/год, определяется по выражению

$$Q_{\text{год}}^{\text{зх}} = [Q_{\text{ч}, \text{ср}}^{\text{I}} z_{\text{от}} + Q_{\text{ч}, \text{ср}, \text{л}} (8400 - z_{\text{от}})] 10^{-6}, \quad (6)$$

где $Q_{\text{ч}, \text{ср}}$, $Q_{\text{ч}, \text{ср}, \text{л}}$ — часовые расходы тепла, кДж/ч, определяемые по формулам (1.22), (1.26); $z_{\text{от}}$ — продолжительность отопительного периода, ч/год; 8400 —

общее число часов работы в году горячего водоснабжения, учитывающее 15-суточный перерыв на профилактику и ремонты.

Потребление горячей воды в жилых зданиях неравномерно в течение суток к по дням недели. Общее представление об этом дают рис. 1.1—1.3.

На рис. 1.1 показано внутрисуточное изменение расхода горячей воды в отдельном здании, полученное по показаниям записывающего счетчика; на рис. 1.2 показано изменение расхода горячей воды по дням недели в центральном тепловом пункте, обслуживающем около 3000 чел.; на рис. 1.3 приведен более подробный график расходов воды по дням недели в другом ЦТП с указанием расходов воды по отдельным часам суток. Конкретные виды таких графиков могут несколько различаться в зависимости от режима работы и привычек населения. Однако в расходах горячей воды в жилых зданиях наблюдаются и некоторые общие закономерности, заключающиеся в почти полном прекращении расхода воды вочные часы, в наличии повышенных расходов воды в утренние (с 8 до 12) и вечерние (с 18 до 22) часы, в увеличении суточных расходов воды в нерабочие (суббота, воскресенье) и предпраздничные дни примерно на 20—30% по сравнению с расходом воды в остальные (рабочие) дни недели.

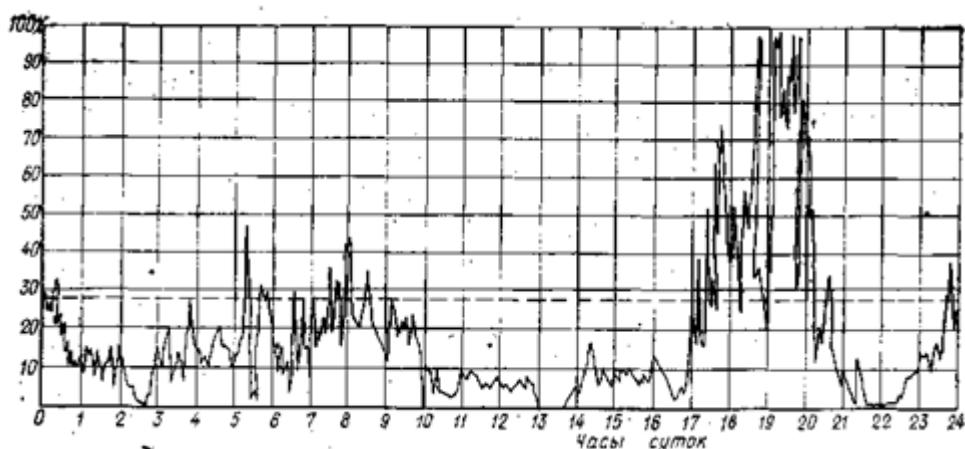


Рис. 1.1. Суточный график расхода горячей воды в жилом здании (пунктиром показан среднесуточный расход воды)

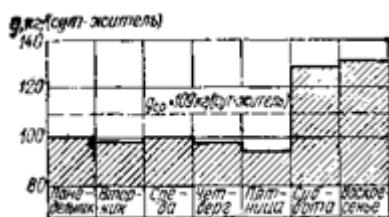
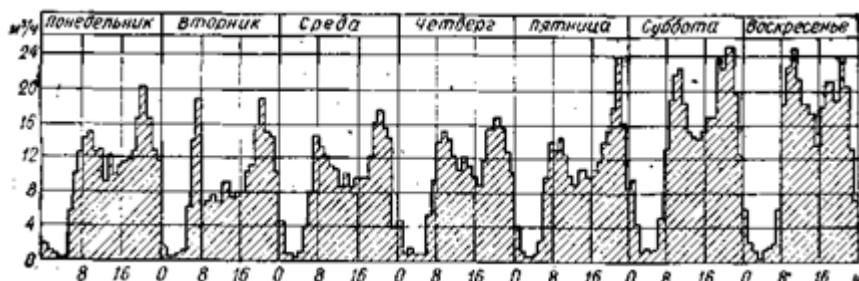


Рис. 1.2. График расхода горячей воды на одного жителя по дням недели (ЦТП—2980 чел.)



*Рис. 1.3. График потребления горячей воды по часам суток и дням недели
ЩТП — 2580 чел.)*

7. Классификация систем теплоснабжения: структурная схема, виды систем, характеристика теплоносителей - воды и пара, их достоинства и недостатки, технико-экономическое обоснование применения

Централизованные системы теплоснабжения обеспечивают потребителей теплом низкого и среднего потенциала (до 350°C), на выработку которого затрачивается около 25% всего добываемого в стране топлива.

Тепло, как известно, является одним из видов энергии, поэтому при решении основных вопросов энергоснабжения отдельных объектов и территориальных районов теплоснабжение должно рассматриваться совместно с другими энергообеспечивающими системами — электроснабжением и газоснабжением.

Система теплоснабжения состоит из следующих основных элементов (инженерных сооружений): источника тепла, тепловых сетей, абонентских вводов и местных систем теплопотребления.

Источниками тепла в централизованных системах теплоснабжения служат или теплоэлектроцентрали (ТЭЦ), производящие одновременно и электроэнергию, и тепло, или крупные котельные, именуемые иногда районными тепловыми станциями. Системы теплоснабжения на базе ТЭЦ называются «теплофикационными».

Полученное в источнике тепло передают тому или иному теплоносителю (вода, пар), который транспортируют по тепловым сетям к абонентским вводам потребителей.

В зависимости от организации движения теплоносителя системы теплоснабжения могут быть замкнутыми, полузамкнутыми и разомкнутыми.

В замкнутых системах потребитель использует только часть тепла, содержащегося в теплоносителе, а сам теплоноситель вместе с оставшимся количеством тепла возвращается к источнику, где снова пополняется теплом (двуихтрубные закрытые системы). В полузамкнутых системах у потребителя используется и часть поступающего к нему тепла, и часть самого теплоносителя, а оставшиеся количества теплоносителе и тепла возвращаются к источнику (двуихтрубные открытые системы). В разомкнутых системах как сам теплоноситель, так и содержащееся в нем тепло полностью используются у потребителя (однотрубные системы).

На абонентских вводах происходит переход тепла (а в некоторых случаях и самого теплоносителя) из тепловых сетей в местные системы теплопотребления. При этом в большинстве случаев осуществляется утилизация неиспользованного в

местных системах отопления и вентиляции тепла для приготовления воды систем горячего водоснабжения.

На вводах происходит также местное (абонентское) регулирование количества и потенциала тепла, передаваемого в местные системы, и осуществляется контроль за работой этих систем. В зависимости от принятой схемы ввода, т. е. в зависимости от принятой технологии перехода тепла из тепловых сетей в местные системы, расчетные расходы теплоносителя в системе теплоснабжения могут изменяться в 1,5—2 раза, что свидетельствует о весьма существенном влиянии абонентских вводов на экономику всей системы теплоснабжения.

В централизованных системах теплоснабжения в качестве теплоносителя используются вода и водяной пар, в связи с чем различают водяные и паровые системы теплоснабжения.

Вода как теплоноситель имеет ряд преимуществ перед паром. Некоторые из этих преимуществ приобретают особо важное значение при отпуске тепла с ТЭЦ. К последним относится возможность транспортирования воды на большие расстояния без существенной потери ее энергетического потенциала, т. е. ее температуры (понижение температуры воды в крупных системах составляет менее 1°C на 1 км пути). Энергетический потенциал пара — его давление — уменьшается при транспортировании более значительно, составляя в среднем 0,1—0,15 МПа на 1 км пути. Таким образом, в водяных системах давление пара в отборах турбин может быть очень низким (от 0,06 до 0,2 МПа), тогда как в паровых системах оно должно составлять до 1—1,5 МПа. Повышение же давления пара в отборах турбин приводит к увеличению расхода топлива на ТЭЦ и уменьшению выработки электроэнергии на тепловом потреблении.

Кроме того, водяные системы позволяют сохранить на ТЭЦ в чистоте конденсат греющего воду пара без устройства дорогих и сложных паропреобразователей. При паровых же системах конденсат возвращается от потребителей нередко загрязненным и далеко не полностью (40—50%), что требует значительных затрат на его очистку и приготовление добавочной питательной воды котлов. К другим достоинствам воды как теплоносителя относятся: меньшая стоимость присоединений к тепловым сетям местных водяных систем отопления, а при открытых системах еще и местных систем горячего водоснабжения; возможность центрального (у источника тепла) регулирования отпуска тепла потребителям изменением температуры воды; простота эксплуатации — отсутствие у потребителей неизбежных при паре конденсатоотводчиков и насосных установок по возврату конденсата.

Пар как теплоноситель в свою очередь имеет определенные достоинства по сравнению с водой:

- а) большую универсальность, заключающуюся в возможности удовлетворения всех видов теплопотребления, включая технологические процессы;
- б) меньший расход электроэнергии на перемещение теплоносителя (расход электроэнергии на возврат конденсата в паровых системах весьма невелик по сравнению с затратами электроэнергии на перемещение воды в водяных системах);

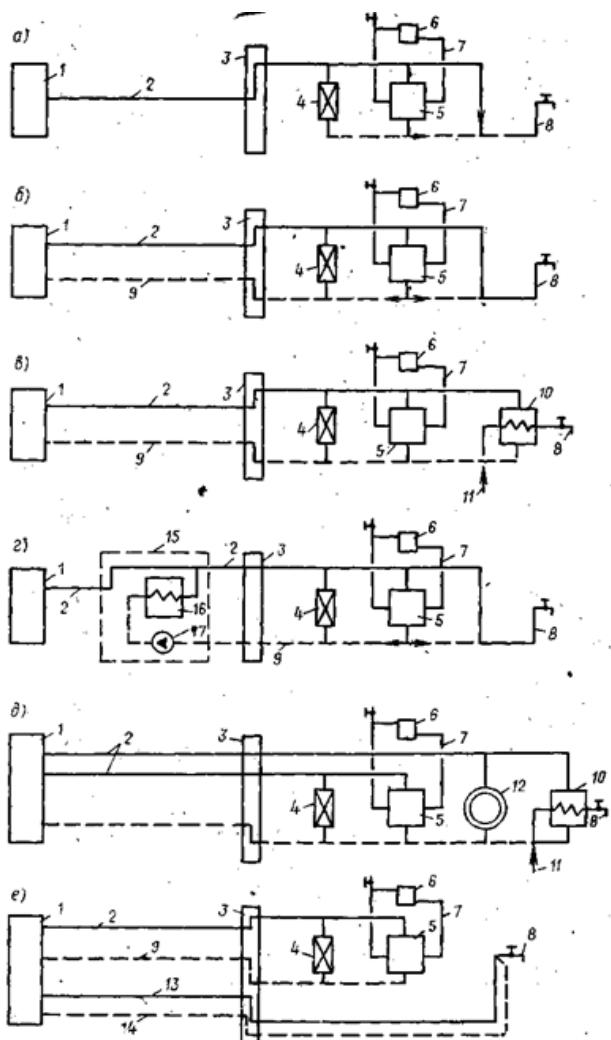
в) незначительность создаваемого гидростатического давления вследствие малой удельной плотности пара по сравнению с плотностью воды.

Неуклонно проводимая в нашей стране ориентация на более экономичные теплофикационные системы теплоснабжения и указанные положительные свойства водяных систем способствуют их широкому применению в жилищно-коммунальном хозяйстве городов и поселков. В меньшей степени водяные системы применяются в промышленности, где более 2/3 всей потребности в тепле удовлетворяются паром. Так как промышленное, теплопотребление составляет около 2/3 всего теплопотребления страны, доля пара в покрытии общего расхода тепла остается еще очень значительной.

Общая характеристика водяных тепловых сетей (классификация, закрытые и открытые системы теплоснабжения, их достоинства и недостатки). Причины преимущественного распространения 2х-трубных водяных тепловых сетей

В зависимости от числа теплопроводов в тепловой сети водяные системы теплоснабжения могут быть однотрубными, двухтрубными, трехтрубными, четырехтрубными и комбинированными, если число труб в тепловой сети не остается постоянным. Упрощенные принципиальные схемы указанных систем приведены на рис. 2.1.

Наиболее экономичные однотрубные (разомкнутые) системы (рис. 2.1, а) целисообразны только тогда, когда среднечасовой расход сетевой воды, подаваемой на нужды отопления и вентиляции, совпадает со среднечасовым расходом воды, потребляемой для горячего водоснабжения. Но для большинства районов нашей страны, кроме самых южных, расчетные расходы сетевой воды, подаваемой на нужды отопления и вентиляции, оказываются больше расхода воды, потребляемой для горячего водоснабжения. При таком дисбалансе указанных расходов неиспользованную для горячего водоснабжения воду приходится отправлять в дренаж, что является очень неэкономичным. В связи с этим наибольшее распространение в нашей стране получили двухтрубные системы теплоснабжения: открытые (полузамкнутые) (рис. 2.1, б) и закрытые (замкнутые) (рис. 2.1, в)



При значительном удалении источника тепла от тепло-снабжаемого района (при «загородных» ТЭЦ) целесообразны комбинированные системы теплоснабжения, представляющие собой сочетание однотрубной системы и полузамкнутой двухтрубной системы (рис. 2.1,г). В такой системе входящий в состав ТЭЦ пиковый водогрейный котел размещается непосредственно в тепло-снабжаемом районе, образуя дополнительную водогрейную котельную. От ТЭЦ до котельной подается по одной трубе только такое количество высокотемпературной воды, которое необходимо для горячего водоснабжения. Внутри же тепло-снабжаемого района устраивается обычная полузамкнутая двухтрубная система.

В котельной к воде от ТЭЦ добавляется подогретая в кotle вода из обратного трубопровода двухтрубной системы, и общий поток воды с более низкой температурой, чем температура воды, поступающей от ТЭЦ, направляется в тепловую сеть района. В дальнейшем часть этой воды используется в местных системах горячего водоснабжения, а остальная часть возвращается в котельную.

Трехтрубные системы находят применение в промышленных системах теплоснабжения с постоянным расходом воды, подаваемой на технологические нужды (рис. 2.1,д). Такие системы имеют две подающие трубы. По одной из них вода с неизменной температурой поступает к технологическим аппаратам и к теплообменникам горячего водоснабжения, по другой вода с переменной температурой

идет на нужды отопления и вентиляции. Охлажденная вода от всех местных систем возвращается к источнику тепла, но одному общему трубопроводу.

Рис 2.1. Принципиальные схемы водяных систем теплоснабжения

а - однотрубной (разомкнутой), б - двухтрубной открытой (полузамкнутой), в - двухтрубной закрытой (замкнутой); г – комбинированной, д – трехтрубной, е – четырехтрубной, 1 – источник тепла, 2 - подающий трубопровод теплосети; 3 – абонентский ввод, 4 - калорифер вентиляции, 5 - абонентский теплообменник отопления; 6 - нагревательный прибор, 7 - трубопроводы местной системы отопления, 8 - местная система горячего водоснабжения, 9 – обратный трубопровод теплосети, 10 - теплообменник горячего водоснабжения, 11 – холодный водопровод, 12 – технологический аппарат, 13 - подающий трубопровод горячего водоснабжения, 14 – рециркуляционный трубопровод горячего водоснабжения, 15 – котельная, 16 – водогрейный котел, 17 – насос

Четырехтрубные системы (рис. 2.1,е) из-за большого расхода металла применяются лишь в мелких системах с целью упрощения абонентских вводов. В таких системах вода для местных систем горячего водоснабжения приготовляется непосредственно у источника тепла (в котельных) и по особой трубе подводится к потребителям, где непосредственно поступает в местные системы горячего водоснабжения. В этом случае у абонентов отсутствуют, подогревательные установки горячего водоснабжения и рециркуляционная вода систем горячего водоснабжения возвращается для подогрева к источнику тепла. Две другие трубы в такой системе предназначаются для местных систем отопления и вентиляции.

2.8 Лабораторная работа № ЛР-8 (2 часа).

Тема: «Гидравлический расчет и режимы работы тепловых сетей»

2.8.1 Цель работы: Изучение режимов работы тепловых сетей и проведение гидравлического расчета.

2.8.2 Задачи работы:

1. Расчет расходов воды на отопление, вентиляцию, горячее водоснабжение.
2. Расчет суммарных расходов сетевой воды.

2.8.3 Перечень приборов, материалов, используемых в лабораторной работе:

1. Методические указания к лабораторной работе.
2. СНиП 2.04.01 – 85. «Внутренний водопровод и канализация зданий. Строительные нормы и правила».

2.8.4 Описание (ход) работы:

1. Гидравлические расчеты и режимы работы тепловых сетей

1.1. Расчетный расход сетевой воды для определения диаметров труб в водяных тепловых сетях при качественном регулировании отпуска теплоты следует определять отдельно для отопления, вентиляции и горячего водоснабжения по фор-

мулам, приведенным в п. 1.2. с последующим суммированием этих расходов воды по формулам, приведенным в п. 1.3.

1.2*. Расчетные расходы воды, кг/ч., следует определять по формулам:

а) на отопление

$$G_{\text{отп}} = \frac{3,6Q_{\text{отп}}}{c(\tau_1 - \tau_2)}; \quad (1)$$

б) на вентиляцию

$$G_{\text{вент}} = \frac{3,6Q_{\text{вент}}}{c(\tau_1 - \tau_2)}; \quad (2)$$

в) на горячее водоснабжение в открытых системах теплоснабжения:

средний -

$$G_{\text{кн}} = \frac{3,6Q_{\text{кн}}}{c(t_k - t_c)}; \quad (3)$$

максимальный -

$$G_{\text{kmax}} = \frac{3,6Q_{\text{kmax}}}{c(t_k - t_c)}; \quad (4)$$

г) на горячее водоснабжение в закрытых системах теплоснабжения:

средний, при параллельной схеме присоединения водоподогревателей:

$$G_{\text{кн}} = \frac{3,6Q_{\text{кн}}}{c(\tau'_1 - \tau'_3)}; \quad (5)$$

максимальный -

$$G_{\text{kmax}} = \frac{3,6Q_{\text{kmax}}}{c(\tau'_1 - \tau'_3)}; \quad (6)$$

средний, при двухступенчатых схемах присоединения водоподогревателей:

$$G_{\text{кн}} = \frac{3,6Q_{\text{кн}}}{c(t_1 - t_2)} \left(\frac{55 - t'}{55 - t_c} + 0,2 \right); \quad (7)$$

максимальный, при двухступенчатых схемах присоединения водоподогревателей:

$$G_{\text{kmax}} = \frac{3,6 \cdot 0,55Q_{\text{kmax}}}{c(t'_1 - t'_2)}; \quad (8)$$

1.3. Суммарные расчетные расходы сетевой воды, кг/ч, в двухтрубных тепловых сетях в открытых и закрытых системах теплоснабжения при качественном регулировании отпуска теплоты следует определять по формуле:

$$G_z = G_{\text{отп}} + G_{\text{вент}} + k_3 G_{\text{кн}} \quad (9)$$

Коэффициент k_3 , учитывающий долю среднего расхода воды на горячее водоснабжение при регулировании по нагрузке отопления, следует принимать по табл.2. При регулировании по совмещенной нагрузке отопления и горячего водоснабжения коэффициент k_3 принимается равным 0.

Таблица 2

Системы теплоснабжения с тепловым потоком	Значение коэффициента k3
Открытая, МВт.	
100 и более	0,6
менее 100	0,8
Закрытая, МВт.	
100 и более	1,0
менее 100	1,2

Примечание. Для закрытых систем теплоснабжения при регулировании по нагрузке отопления и тепловом потоке менее 100 МВт при наличии баков-аккумуляторов у потребителей коэффициент k3 следует принимать равным 1.

$$\frac{Q_{\max}}{Q_{\min}} > 1,0$$

Для потребителей при $\frac{Q_{\max}}{Q_{\min}} < 1,0$ при отсутствии баков-аккумуляторов, а также с тепловым потоком 10 МВт и менее суммарный расчетный расход воды следует определять по формуле

$$G_i = G_{\max} + G_{\min} + G_{\text{пер}} \quad (10)$$

1.4. Расчетный расход воды, кг/ч. в двухтрубных водяных тепловых сетях в неотопительный период следует определять по формуле

$$G_i^* = \beta G_{\max} \quad (11)$$

При этом максимальный расход воды на горячее водоснабжение, кг/ч, определяется для открытых систем теплоснабжения по формуле (12) при температуре холодной воды в неотопительный период, а для закрытых систем при всех схемах присоединения водоподогревателей горячего водоснабжения - по формуле (14).

Расход воды в обратном трубопроводе двухтрубных водяных тепловых сетей открытых систем теплоснабжения принимается в размере 10% от расчетного расхода воды, определенного по формуле (19).

1.5*. Расчетный расход воды для определения диаметров подающих и циркуляционных трубопроводов и гидравлические расчеты в сетях горячего водоснабжения следует определять в соответствии со [СНиП 2.04.01-85](#).

1.6. Суммарный расчетный расход пара в паровых тепловых сетях обеспечивающих предприятия с различными суточными режимами работы, следует определять с учетом несовпадения максимальных часовых расходов пара отдельными предприятиями.

При отсутствии проектных суточных графиков расхода пара допускается к суммарному расходу пара вводить понижающий коэффициент 0,9.

Для паропроводов насыщенного пара в суммарном расчетном расходе должно учитываться дополнительное количество пара для возмещения конденсации пара за счет потерь теплоты в трубопроводах.

1.7*. Формулы для расчета трубопроводов тепловых сетей приведены в рекомендуемом приложении 4. Эквивалентную шероховатость внутренней поверхности стальных труб следует принимать:

- для паровых тепловых сетей - $k_e = 0,0002$ м;
- для водяных тепловых сетей - $k_e = 0,0005$ м;
- для сетей горячего водоснабжения - $k_e = 0,001$ м.

Применение для расчета действующих тепловых сетей более высоких значений эквивалентных шероховатостей допускается только при подтверждении их фактической величины специальными испытаниями.

1.8. Удельные потери давления на трение при гидравлических расчетах водяных тепловых сетей следует определять на основании технико-экономических расчетов.

Величину удельных потерь давления для расчета действующих тепловых сетей допускается принимать на основании результатов испытаний.

Паровые тепловые сети следует рассчитывать по разнице давлений пара между источником теплоты и потребителями.

1.9. Диаметры подающего и обратного трубопроводов двухтрубных водяных тепловых сетей при совместной подаче теплоты на отопление, вентиляцию и горячее водоснабжение должны приниматься, как правило, одинаковыми.

1.10*. Условный проход труб D_u независимо от расчетного расхода теплоносителя должен приниматься в тепловых сетях - не менее 32 мм, а для циркуляционных трубопроводов горячего водоснабжения - не менее 25 мм.

1.11. Статическое давление в системах теплоснабжения при теплоносителе воде не должно превышать допускаемое давление в оборудовании источника теплоты, в водяных тепловых сетях, в оборудовании тепловых пунктов и в системах отопления, вентиляции и горячего водоснабжения потребителей, непосредственно присоединенных к тепловым сетям, и обеспечивать заполнение их водой.

Если статическое давление превышает допустимые пределы, то следует предусматривать деление водяных тепловых сетей на независимые зоны. Для поддержания статического давления в сетях, отключенных от источника теплоты, в узлах деления (узлах рассечки) следует предусматривать подпиточные устройства с использованием для подпитки воды из тепловых сетей смежной зоны, присоединенной к источнику теплоты.

Статическое давление должно определяться условно для температуры воды до 100° С.

1.12. Давление воды в подающих трубопроводах водных тепловых сетей при работе сетевых насосов должно приниматься исходя из условий невскипания воды при ее максимальной температуре в любой точке подающего трубопровода, в оборудовании источника теплоты и в приборах систем потребителей, непосредственно присоединенных к тепловым сетям.

1.13. Давление воды в обратных трубопроводах водяных тепловых сетей при работе сетевых насосов должно быть избыточным (не менее 0,05 МПа), не превы-

шать допускаемого давления в системах потребителей и обеспечивать заполнение местных систем.

1.14. Давление воды в обратных трубопроводах водяных тепловых сетей открытых систем теплоснабжения в неотопительный период, а также в подающем и циркуляционном трубопроводах сетей горячего водоснабжения следует принимать не менее чем на 0,05 МПа больше статического давления систем горячего водоснабжения потребителей.

1.11. Давление и температура воды на отсасывающих патрубках сетевых, подпиточных, подкачивающих и смесительных насосов не должны превышать допускаемых по условиям прочности конструкций насосов.

1.16. Гидравлические режимы водяных тепловых сетей (пьезометрические графики) следует разрабатывать для отопительного и неотопительного периодов, а также для аварийных режимов.

Для открытых систем теплоснабжения дополнительно разрабатываются два режима: при максимальном водоразборе из подающего и обратного трубопроводов в отопительный период.

1.17*. Расходы воды, кг/ч, в тепловых сетях открытых систем теплоснабжения для разработки гидравлических режимов при максимальном водоразборе из подающего или обратного трубопроводов определяются по формуле

$$G_d = G_{\text{под}} + G_{\text{вых}} + k_4 G_{\text{эк}}, \quad (12)$$

где k_4 - коэффициент, определяемый по расчету с учетом изменения среднего расхода воды на горячее водоснабжение в зависимости от температурного графика регулирования отпуска теплоты и режима водоразбора из тепловой сети. При отсутствии данных допускается определять по табл. 3.

Таблица 3

Режим водозабора	Трубопровод	Значение коэффициента k_4 при центральном качественном регулировании	
		по нагрузке отопления	по совмещенной нагрузке отопления и горячего водоснабжения
Максимальный:			
из подающего трубопровода	Подающий	1	1,4
	Обратный	-1,4	-1
из обратного трубопровода	Подающий	0,6	1,2
	Обратный	-1,8	-1,2

1.18. Напор сетевых насосов следует определять для отопительного и неотопительного периодов и принимать равным сумме потерь давления в установках на источнике теплоты, в подающем и обратном трубопроводах от источника теплоты

до наиболее удаленного потребителя и в системе потребителя (включая потери в тепловых пунктах и насосных) присуммарных расчетных расходах воды.

Напор подкачивающих насосов на подающем и обратном трубопроводах следует определять по пьезометрическим графикам при максимальных расходах воды в трубопроводах с учетом гидравлических потерь в оборудовании и трубопроводах источника теплоты.

При установке на тепловых сетях подкачивающих насосов напор сетевых насосов на источниках теплоты следует уменьшать на величину рабочего напора подкачивающего насоса.

1.19. Напор подпиточных насосов должен определяться из условий поддержания в водяных тепловых сетях статического давления и проверяться для условий работы сетевых насосов в отопительный и неотопительный периоды.

Примечание. Допускается предусматривать установку отдельных групп подпиточных насосов с различными напорами для отопительного, неотопительного периодов и для статического режима.

1.20. Напор смесительных насосов (на перемычке) следует определять по наибольшему возможному перепаду давлений между подающим и обратным трубопроводами в узле установки насоса.

1.21*. Подачу (производительность) сетевых и подкачивающих (рабочих) насосов следует принимать:

а) насосов для открытых систем теплоснабжения в отопительный период - по суммарному расчетному расходу воды, определяемому по формуле (17);

б) на подающих трубопроводах тепловых сетей для открытых систем теплоснабжения в отопительный период - по суммарному расчетному расходу воды, определяемому по формуле (20), при $k_4 = 1,4$; подкачивающих насосов на обратных трубопроводах - по формуле (17) при $k_3 = 0,6$;

в) для закрытых и открытых систем теплоснабжения в неотопительный период - по максимальному расходу воды на горячее водоснабжение в неотопительный период - формуле (19).

Примечание. При определении производительности сетевых насосов в открытых системах теплоснабжения следует проверять необходимость учета дополнительного расхода воды для вакуумных деаэраторов.

1.22. Подачу (производительность) рабочих подпиточных насосов в закрытых системах теплоснабжения следует принимать равной расчетному расходу воды на компенсацию утечки из тепловой сети (приложение 23*), а в открытых системах - равной сумме максимального расхода воды на горячее водоснабжение [формула (12)] и расчетного расхода воды на компенсацию утечки (приложение 23*).

1.23*. Число насосов следует принимать:

сетевых - не менее двух, один из которых является резервным при пяти рабочих сетевых насосах в одной группе резервный насос допускается не устанавливать;

подкачивающих и смесительных - не менее трех, один из которых является резервным. при этом резервный насос предусматривается независимо от числа рабочих насосов.

подпиточных - в закрытых системах теплоснабжения не менее двух, один из которых является резервным, в открытых системах - не менее трех, один из которых также является резервным;

в узлах деления водяной тепловой сети на зоны (в узлах рассечки) допускается в закрытых системах теплоснабжении устанавливать один подпиточный насос без резерва, а в открытых системах - один рабочий и один резервный.

Число насосов уточняется с учетом их совместной работы на тепловую сеть.

1.24. Перепад давлений на вводе двухтрубных водяных тепловых сетей в здания при определении напора сетевых насосов (при элеваторном присоединении систем отопления) следует принимать равным расчетным потерям давления на вводе и в местной системе с коэффициентом 1,5, но не менее 0,15 МПа.