

В. П. Болдин, В. В. Сухов

**ТЕПЛОМАССООБМЕННОЕ
ОБОРУДОВАНИЕ
ПРЕДПРИЯТИЙ**

Учебное пособие

Нижний Новгород
2018

Министерство науки и высшего образования Российской Федерации
Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение высшего образования
«Нижегородский государственный архитектурно-строительный университет»

В. П. Болдин, В. В. Сухов

Тепломассообменное оборудование предприятий

Утверждено редакционно-издательским советом университета
в качестве учебного пособия

Нижний Новгород
ННГАСУ
2018

ББК 31.3
Б 79
С 91
УДК 621.4

Печатается в авторской редакции

Рецензенты:

М. Н. Кучеренко – канд. техн. наук, доцент каф. теплогазоснабжения, вентиляции, водоснабжения и водоотведения ФГБОУ ВО «Тольятинский государственный университет»

Е. Г. Ионычев – канд. техн. наук, генеральный директор ЗАО «Проектпромвентиляция»

Болдин В. П. Тепломассообменное оборудование предприятий [Текст]: учеб. пособие / В. П. Болдин, В. В. Сухов; Нижегород. гос. архитектур.-строит. ун-т – Н. Новгород: ННГАСУ, 2018. – 113 с. ISBN 978-5-528-00305-4

Приведены сведения о тепломассообменных аппаратах, устанавливаемых на предприятиях, их конструкциях и принципах действия. Приведены сведения расчета, проектирования, эксплуатации и для последующего их подбора.

Ключевые слова: тепломассообмен, аппарат, подбор, расчет, эксплуатация, конструкция, установка, узел, прочность, производительность.

Пособие предназначено для подготовки к лекциям и практическим занятиям по дисциплине «Тепломассообменное оборудование предприятий» для обучающихся по направлению подготовки 13.03.01 «Теплоэнергетика и теплотехника», профиль «Промышленная теплоэнергетика», направлению подготовки 08.03.01 «Строительство», профиль «Теплогазоснабжение, вентиляция, водоснабжение и водоотведение зданий, сооружений населенных пунктов».

ISBN 978-5-528-00305-4

© В. П. Болдин,
В. В. Сухов, 2018
© ННГАСУ, 2018

ВВЕДЕНИЕ

Задачи дисциплины

Знакомство студентов с основными видами и конструкциями тепло-массообменного оборудования предприятий и физическими процессами, которые в них происходят; с основными технологическими процессами и установками, в которых используется теплообменное оборудование предприятий; проведение тепловых, конструктивных и гидравлических расчетов теплообменного оборудования предприятий.

Целью дисциплины является изучение теплообменного оборудования предприятий для последующего его подбора, расчёта, проектирования и эксплуатации.

Любое здание, промышленное или коммунальное является потребителем энергии в виде теплоты. В масштабе России на долю теплоты приходится примерно $70 \div 80$ % всей расходуемой энергии. Разнообразные процессы, связанные с потреблением теплоты без ее превращения в другие виды энергии, можно по назначению расходуемой теплоты отнести к двум основным категориям:

- потребление теплоты для коммунально-бытовых нужд, т. е. для обеспечения комфортных условий труда и быта в жилых, общественных и производственных помещениях;
- потребление теплоты для технологических нужд, т.е. для обеспечения выпуска промышленной или сельскохозяйственной продукции заданного качества.

Первая категория в масштабе России является преобладающей. На долю коммунально-бытовых нужд приходится около 70 %, а на долю технологических нужд – только 30 % всего теплового потребления страны.

Теплообменный (или теплоиспользующий) аппарат является одним из наиболее распространенных и важных элементов энергетических, комму-

нально-бытовых и технологических установок. Любые преобразования энергии из одного вида в другой, а также передача энергии от одного аппарата либо машины к другому сопровождаются переходом некоторой части всех других видов энергии в тепловую.

На теплоиспользующие аппараты приходится значительная доля капиталовложений в энергетические, коммунально-бытовые и технологические установки. В тепловых электростанциях (если учесть, что паровые котлы также являются теплообменниками) капиталовложения в теплообменные аппараты составляют до 70 % капиталовложений на оборудование станций. На современных нефтеперерабатывающих заводах капиталовложения в теплообменные аппараты достигают 40 ÷ 50 %, на газобензиновых заводах – 40%.

На теплоиспользующие аппараты приходится также значительная доля эксплуатационных расходов энергетических, коммунально-бытовых и технологических установок. Амортизационные отчисления, расходы на уход, осмотр и ремонт теплоиспользующих аппаратов и установок часто выше, чем для оборудования других категорий.

Теплообменные аппараты, как и другие элементы энергетических, коммунально-бытовых и технологических установок, работают в условиях переменного режима. Однако эксплуатационные, статические и динамические характеристики теплообменных аппаратов зависят не только от изменения расходных режимов и технологических параметров потоков, но и от таких факторов, как накопление загрязнений, накипи, сажи, смол на стенках труб, появление коррозии и др., которые в свою очередь зависят от времени.

Поэтому расчет, проектирование, конструирование и эксплуатация теплоиспользующего оборудования должны производиться с учетом сложности происходящих в нем процессов, а также влияния параметров процесса теплообмена на технико-экономические показатели соответствующих установок.

В настоящее время имеется, по крайней мере, три типа задач, связанных с расчетом и проектированием теплоиспользующих аппаратов:

- выбор теплоиспользующего аппарата из серии типовых по каталогам;
- конструирование нового теплоиспользующего аппарата, не связанного ограничениями каталогов, либо создание новой серии аппаратов;
- поверочный расчет теплоиспользующего аппарата в связи с изменением технологических параметров процесса. Иногда в процессе работы изменяются такие параметры, которые скорее относятся к конструктивным, чем к технологическим, например толщина загрязнений, либо отложений.

Теплоиспользующие аппараты имеют весьма многообразное назначение. Вместе с тем они должны отвечать определенным общим требованиям, которые являются исходными при проектировании аппаратов. К этим требованиям относятся высокая тепловая производительность и экономичность в работе; обеспечение заданных технологических условий процесса и высокого качества готового продукта (для технологических установок); обеспечение мер по защите окружающей среды; простота конструкции, дешевизна материалов и изготовления, компактность и малая масса аппарата; удобство монтажа, доступность и быстрота ремонта, надежность в работе, длительный срок службы; соответствие требованиям охраны труда, государственным стандартам, правилам Ростехнадзора.

Выполнение каждого из этих требований достигается определенными приемами и методами.

Высокая тепловая производительность теплоиспользующего аппарата определяется многими факторами, в первую очередь интенсивным теплообменом, высокой теплопроводностью материала, малым заносом поверхностей теплообмена, своевременной продувкой и промывкой внутренних полостей аппарата, поддержанием оптимального режима работы. Экономичность работы аппарата может быть достигнута малыми затратами энергии на прокачивание теплоносителей, минимальным уносом технологического продукта с продувочными газами и промывочными водами, удлинением межремонтных кампаний, максимальной механизацией и автоматизацией обслуживания. Заданные технологические условия процесса (температура, давление,

химический состав и концентрация среды, время технологической обработки) и высокое качество продукции обеспечиваются выбором оптимальных температур теплоносителей, правильным расчетом поверхности теплообмена, подбором надлежащих конструкционных материалов, не вступающих в химическое взаимодействие со средой, выбором наивыгоднейших скоростей теплоносителей, строгой цикличностью или непрерывностью процесса и удобством его регулирования. Простота конструкции, дешевизна, компактность и малый вес аппарата достигаются при конструировании правильным выбором типа аппарата, формы поверхности теплообмена, стоимостью конструкционных материалов, степенью сложности основных деталей и узлов. Удобство монтажа и ремонта, а также надежность в работе и длительный срок службы определяются в первую очередь удачной конструкцией аппарата, высокой точностью расчетов на прочность и технологических расчетов, типизацией деталей и узлов и наличием их минимального запаса, соблюдением графиков и высоким качеством осмотров, испытаний и ремонтов.

Проектируемый аппарат должен отвечать достижениям науки и техники в области теории теплообмена, гидродинамики, новых конструкционных материалов и технической эстетики.

Строгое соблюдение применения стандартов, технических условий и норм при проектировании (например, системы допусков) удешевляет конструирование, изготовление, транспортирование и эксплуатацию теплоиспользующих аппаратов.

При конструировании аппаратов не следует применять большое число типоразмеров даже стандартных деталей, узлов или марок материалов, это упрощает изготовление и ремонт оборудования.

Перечисленные выше требования и условия не исчерпывают всех факторов, имеющих значение при проектировании теплоиспользующей аппаратуры. Однако даже краткий перечень говорит об их многообразии. Поэтому все требования выполнить в полной мере невозможно. Максимально полное

выполнение этих противоречивых требований и составляет основу рационального конструирования теплоиспользующих аппаратов и установок.

Конструкция и размеры любого теплоиспользующего аппарата не являются случайными, а вытекают из требований, которым он должен удовлетворять в работе, и условий его изготовления. Производительность по готовому или исходному материалу, свойства и параметры теплоносителей и конструкционные материалы определяют размеры аппарата. Давление и температура обрабатываемых веществ, характер и степень динамичности нагрузки, конфигурация напряженных элементов определяют конструкцию и размеры деталей и прочность аппарата.

Технология изготовления, определяемая технической оснащенностью завода-изготовителя, и серийность изделия влияют на форму, толщину стенок, эстетичность, надежность и стоимость аппарата. Следует иметь в виду, что аппараты периодического действия почти всегда уступают аппаратам непрерывного действия. Последние более производительны, имеют меньшие тепловые потери, обеспечивают более высокое качество готового продукта и удобны в отношении применения автоматизации.

В выборе конструкции теплоиспользующего аппарата определяющими являются обычно масса, объем и длина аппарата.

Снижение массы аппарата при проектировании имеет важное значение в экономии расхода конструкционных материалов. Нередко снижение массы улучшает динамические характеристики теплоиспользующего аппарата. Для всех установок, монтируемых на локомотивах, кораблях, самолетах и передвижных платформах, снижение массы аппарата является одной из главных задач при проектировании.

Объем и длина аппарата имеют важное значение при его компоновке в конкретных технологических или коммунально-бытовых схемах теплоиспользующих установок.

Учитывая все вышесказанное, можно утверждать, что рациональный подход к конструированию теплоиспользующих аппаратов позволит повы-

силь эффективность их работы и тем самым сэкономить значительные средства.

1. КЛАССИФИКАЦИЯ ТЕПЛООБМЕННЫХ АППАРАТОВ

Теплообменными аппаратами называют устройства, предназначенные для передачи теплоты от одного теплоносителя к другому для осуществления различных тепловых процессов, например, нагрева, охлаждения, кипения, конденсации или более сложных физико-химических процессов: выпарки, ректификации, абсорбции и т. п.

Все теплообменные аппараты по способу передачи теплоты могут быть разделены на две большие группы: поверхностные аппараты и аппараты смешения. В поверхностных теплообменных аппаратах передача теплоты от одного теплоносителя к другому осуществляется с участием твердой стенки. Процесс теплопередачи в смесительных теплообменных аппаратах осуществляется путем непосредственного контакта и смешения жидких и газообразных теплоносителей.

Поверхностные теплообменные аппараты в свою очередь подразделяют на рекуперативные и регенеративные. В рекуперативных аппаратах теплота от одного теплоносителя к другому передается через разделяющую их стенку из теплопроводного материала. В регенеративных теплообменных аппаратах теплоносители попеременно соприкасаются с одной и той же поверхностью нагрева, которая в первый период нагревается, аккумулируя теплоту «горячего» теплоносителя, а во второй период охлаждается, отдавая теплоту «холодному» теплоносителю.

Регенеративные теплообменные аппараты в большинстве случаев являются аппаратами периодического действия, а рекуперативные – чаще непрерывного действия.

Рекуперативные теплообменные аппараты могут быть классифицированы по следующим признакам:

– по роду теплоносителей в зависимости от их агрегатного состояния;

паро-жидкостные; жидкостно-жидкостные; газо-жидкостные; газо-газовые; паро-газовые;

– по конфигурации поверхности теплообмена:

трубчатые аппараты с прямыми трубками; спиральные; пластинчатые; змеевиковые; ребристые;

– по компоновке поверхности нагрева:

типа «труба в трубе»; кожухо-трубчатые аппараты; оросительные аппараты (не имеющие ограничивающего корпуса) и т. д.

Теплообменные аппараты поверхностного типа, кроме того, могут быть классифицированы по назначению (подогреватели, холодильники и т. д.); по взаимному направлению потоков рабочих сред (прямоток, "противоток", смешанный ток и т. д.); по материалу поверхности теплообмена; по числу ходов и т. д.

1.1. Теплоносители

В качестве теплоносителей в зависимости от назначения производственных процессов могут применяться самые разнообразные газообразные, жидкие и твердые вещества.

С точки зрения технической и экономической целесообразности их применения теплоносители должны обладать следующими качествами:

– иметь достаточно большую теплоту парообразования, плотность и теплоемкость, малую вязкость. При таких характеристиках теплоносителей обеспечивается достаточная интенсивность теплообмена и уменьшаются их массовые и объемные количества, необходимые для заданной тепловой нагрузки теплообменного аппарата. Необходимо также, чтобы теплоносители имели высокие температуры при малых давлениях, что способствует установке относительно небольших поверхностей теплообмена;

– иметь необходимую термостойкость и не оказывать неблагоприятного воздействия на материалы аппаратуры. Теплоносители должны быть химически стойкими и неагрессивными даже при достаточно длительном воздействии

высоких температур. Желательно, чтобы теплоносители не давали в процессе работы отложений на поверхность теплообмена, так как отложения понижают коэффициент теплопередачи и теплопроизводительность оборудования;

- быть недорогими и достаточно доступными в отечественных ресурсах. Дорогостоящие или малодоступные вещества увеличивают капитальные затраты и эксплуатационные расходы, что иногда приводит к явной нецелесообразности применения их с экономической точки зрения.

При выборе теплоносителей необходимо в каждом отдельном случае детально учитывать их термодинамические и физико-химические свойства, а также технико-экономические показатели.

Водяной пар как греющий теплоноситель получил большое распространение вследствие ряда своих достоинств:

- высокие коэффициенты теплоотдачи при конденсации водяного пара позволяют получать относительно небольшие поверхности теплообмена;
- большое изменение энтальпии при конденсации водяного пара позволяет расходовать малое его массовое количество для передачи сравнительно больших количеств теплоты;
- постоянная температура конденсации при заданном давлении дает возможность наиболее просто поддерживать постоянный режим и регулировать процесс в аппаратах.

Основным недостатком водяного пара является значительное повышение давления в зависимости от температуры насыщения. Так, например, при давлении 0,09807 МПа температура пара составляет 99,1 °С, а температура насыщенного пара 350 °С может быть получена только при давлении 15,5 МПа. Поэтому обогрев паром применяется в процессах нагревания, происходящих при умеренных температурах (60 ÷ 150 °С).

Наиболее часто употребляемое давление греющего пара в теплообменниках составляет от 0,2 до 1,2 МПа. Теплообменники с паровым обогревом для высоких температур получаются очень тяжелыми и громоздкими по ус-

ловиям обеспечения прочности, имеют толстые фланцы и стенки, весьма дороги и поэтому применяются редко.

Горячая вода получила большое распространение в качестве греющего теплоносителя, особенно в отопительных вентиляционных установках. Подогрев воды осуществляется в специальных водогрейных котлах, производственных технологических агрегатах (например, в печах) или водонагревательных установках ТЭЦ и котельных. Горячую воду как теплоноситель можно транспортировать по трубопроводам на значительные расстояния (на несколько километров). При этом понижение температуры воды в хорошо изолированных трубопроводах составляет не более 1°C на 1 км. Достоинством воды как теплоносителя является сравнительно высокий коэффициент теплоотдачи.

Однако горячая вода, поступающая от тепловых сетей, как греющий теплоноситель производственных теплообменников используется редко, поскольку в течение отопительного сезона при качественном регулировании отпуска теплоты температура ее непостоянна и изменяется от 70 до 150°C .

Дымовые и топочные газы как греющая среда применяются обычно на месте их получения для непосредственного обогрева промышленных изделий и материалов, если физико-химические характеристики последних не изменяются при загрязнении сажей и золой. Если по условиям эксплуатации загрязнение обрабатываемого материала недопустимо, дымовые газы направляются в рекуперативный теплообменник, где отдают свою теплоту воздуху, а последний нагревает обрабатываемый материал.

Достоинством топочных газов является возможность нагрева ими материала до весьма высоких температур, которые требуются иногда по технологическим условиям производства. Но это достоинство не всегда может быть использовано, потому что вследствие трудности регулировки возможны перегрев материала и ухудшение его качества; с другой стороны, по условиям техники безопасности не всегда можно пользоваться огневым обогревом. Высокая температура топочных газов приводит к большим тепловым поте-

рям. Газы, покидающие топку с температурой выше 1000 °С, доходят до потребителя с температурой не выше 700 °С, так как осуществить удовлетворительную термоизоляцию при таком высоком уровне температур достаточно трудно.

Можно отметить еще ряд недостатков дымовых и топочных газов как греющей среды:

- малая плотность газов влечет за собой необходимость получения больших объемов для обеспечения достаточной теплопроизводительности, а последнее приводит к созданию громоздких трубопроводов;

- вследствие малой удельной теплоемкости газов их необходимо подавать в аппараты в большом количестве с высокой температурой; последнее обстоятельство вынуждает применять огнеупорные материалы для трубопроводов. Прокладка таких газопроводов, а также создание запорных и регулирующих приспособлений по тракту течения газа представляют большие трудности;

- вследствие низкого коэффициента теплоотдачи со стороны газов теплоиспользующая аппаратура должна иметь большие поверхности нагрева и поэтому получается весьма громоздкой.

Высокотемпературные теплоносители (кроме дымовых газов), нашедшие применение в промышленности для высокотемпературного обогрева, включают в себя минеральные масла, органические соединения, расплавленные металлы и соли. Они должны обладать следующими свойствами: высокой температурой кипения при атмосферном давлении; высокой интенсивностью теплообмена; низкой температурой отвердевания; термической стойкостью; безвредностью для материалов трубопроводов и теплоотдающих поверхностей; невоспламеняемостью, взрывобезопасностью, отсутствием токсичности; экономичностью.

При использовании высокотемпературных теплоносителей в температурных режимах ниже точки кипения теплообменники могут работать при атмосферном давлении.

Низкотемпературные теплоносители представляют собой вещества, кипящие при температурах ниже 0 °С. Их типичными представителями являются аммиак NH₃, двуокись углерода CO₂, сернистый ангидрид SO₂ и большой ряд фреонов, применяющихся в качестве хладагентов в холодильной технике.

Электрическая энергия, хотя и является не теплоносителем в обычном смысле этого слова, а скорее способом обогрева, также нашла широкое применение для нагревания веществ в технологических процессах. Применяются три способа электрообогрева: электродуговой, диэлектрическое нагревание и нагревание сопротивлением. Последний получил широкое распространение и имеет большую перспективу в районах, где отсутствует топливо, но имеется достаточное количество дешевой электроэнергии, получаемой от гидро- и атомных электростанций.

Достоинства электрического обогрева: простота и легкость подводки и устройства, удобство контроля, регулировки и обслуживания, возможность получить почти любую температуру и, наконец, чистота и гигиенические условия в работе. При переходе электрической энергии в тепловую часто удается использовать почти 100 % подведенной энергии; однако следует иметь в виду, что на базе теплового производства электроэнергии электрообогрев всегда будет иметь более низкий к. п. д., чем тепловые способы нагрева.

1.2. Конструкции рекуперативных аппаратов поверхностного типа непрерывного действия

Конструкции рекуперативных теплообменных аппаратов поверхностного типа непрерывного действия весьма разнообразны, поэтому рассмотрим только наиболее характерные из них.

Кожухотрубчатые теплообменники (рис. 1.1) представляют собой аппараты, выполненные из пучков труб, скрепленных при помощи трубных решеток (досок) и ограниченных кожухами и крышками с патрубками. Трубное и межтрубное пространства в аппарате разобщены, а каждое из них мо-

жет быть разделено перегородками на несколько ходов. Перегородки предназначены для увеличения скорости и, следовательно, коэффициента теплоотдачи теплоносителей. Теплообменники этого типа предназначены для теплообмена: между различными жидкостями, между жидкостями и паром, между жидкостями и газами. Они применяются в случаях, когда требуется большая поверхность теплообмена.

Применяются типовые конструкции кожухотрубчатых теплообменников.

При нагреве жидкости паром в большинстве случаев пар вводится в межтрубное пространство, а нагреваемая жидкость протекает по трубкам. В кожухотрубчатых теплообменниках проходное сечение межтрубного пространства в $2 \div 3$ раза больше проходного сечения внутри труб. Поэтому при одинаковых расходах теплоносителей, имеющих одинаковое агрегатное состояние, скорости теплоносителя в межтрубном пространстве более низкие и коэффициенты теплоотдачи на поверхности межтрубного пространства невысоки, что снижает коэффициент теплопередачи в аппарате.

Теплопередающая поверхность аппаратов может составлять от нескольких сотен квадратных сантиметров до нескольких тысяч квадратных метров. Конденсатор современной паровой турбины мощностью 300 МВт имеет более 20 тысяч труб с общей поверхностью теплообмена около 15 тыс. м².

Корпус (кожух) кожухотрубчатого теплообменника представляет собой цилиндр, сваренный из одного или нескольких стальных листов. Кожухи различаются главным образом способом соединения с трубной решеткой и крышками. Толщина стенки кожуха определяется максимальным давлением рабочей среды и диаметром аппарата, но не делается тоньше 4 мм. К цилиндрическим кромкам кожуха привариваются фланцы для соединения с крышками или днищами. На наружной поверхности кожуха привариваются патрубки и опоры аппарата.

Трубки кожухотрубчатых аппаратов изготавливают прямыми или изогнутыми (U-образными) диаметром от 12 до 57 мм. В зависимости от используемого теплоносителя применяют трубки из стали, латуни и из специальных сплавов.

Трубные решетки служат для закрепления в них труб при помощи развальцовки, заварки, запайки или сальниковых соединений. Трубные решетки зажимаются болтами между фланцами кожуха и крышки или привариваются к кожуху, или соединяются болтами только с фланцами свободной камеры. Материалом трубных решеток служит обычно листовая сталь Ст4, толщиной, зависящей от расчетного давления, но не менее 20 мм. Крышки кожухотрубчатых аппаратов имеют форму плоских плит, конусов, сфер, а чаще всего выпуклых или вогнутых эллипсов.

Кожухотрубчатые теплообменники выполняют жесткой конструкции и с компенсирующими устройствами, одно- и многоходовые, прямо-, противо- и поперечно-точные, горизонтальные, вертикальные и наклонные. Вертикальные аппараты имеют большее распространение, так как они занимают меньше места и более удобно располагаются в рабочем помещении. Исходя из условий удобства монтажа и эксплуатации, максимальную длину трубок для них выбирают не более 6 м.

Компенсация различного температурного удлинения трубок и кожуха достигается различными способами: закреплением труб в решетках на сальниках, устройством подвижной трубной решетки, установкой линзового компенсатора на корпусе.

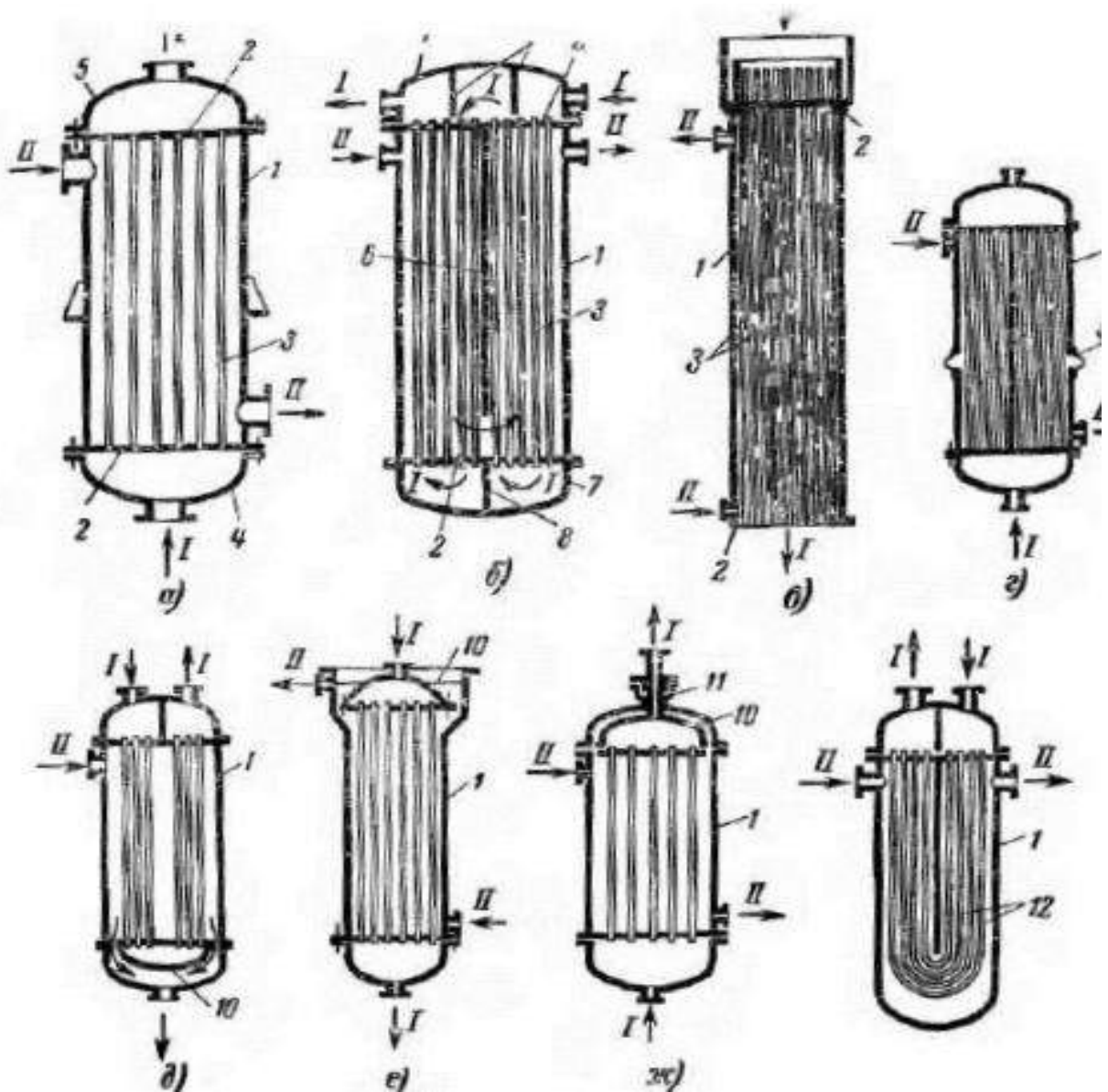


Рис. 1.1. Типы кожухотрубчатых теплообменников

а – одноходовой; б – многоходовой; в – пленочный; г – с линзовым компенсатором; д – с плавающей головкой закрытого типа; е – с плавающей головкой открытого типа; ж – с сальниковым компенсатором; з – с U-образными трубами; 1 – кожух; 2 – трубная решетка; 3 – трубы; 4 – входная камера; 5 – выходная камера; 6 – продольная перегородка; 7 – камера; 8 – перегородки в камерах; 9 – линзовый компенсатор;

10 – плавающая головка; 11 – сальник; 12 – U-образные трубы;

I, II – теплоносители.

Секционные теплообменники (рис. 1.2) представляют собой разновидность трубчатых аппаратов, состоят из нескольких последовательно соединенных секций, каждая из которых представляет собой кожухотрубчатый теплообменник с малым числом труб и кожухом небольшого диаметра.

В секционных теплообменниках при одинаковых расходах жидкостей скорости движения теплоносителей в трубах и межтрубном пространстве почти равновелики, что обеспечивает повышенные коэффициенты теплопередачи по сравнению с обычными трубчатыми теплообменниками. Простейшим из этого типа теплообменников является теплообменник «труба в трубе»: в наружную трубу вставлена труба меньшего диаметра. Все элементы аппарата соединены сваркой.

Недостатки секционных теплообменников: высокая стоимость единицы поверхности нагрева, так как деление ее на секции вызывает увеличение количества наиболее дорогих элементов аппарата: трубных решеток, фланцевых соединений, переходных камер, компенсаторов и т. д.; значительные гидравлические сопротивления вследствие различных поворотов и переходов вызывают повышенный расход электроэнергии на привод прокачивающего теплоноситель насоса.

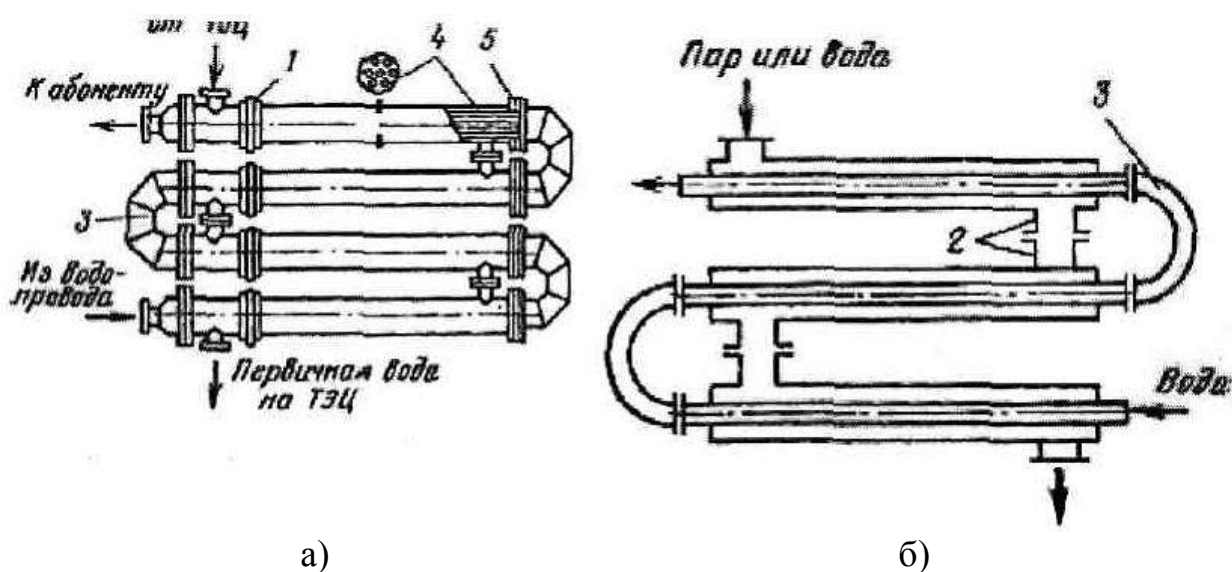


Рис. 1.2. Секционные теплообменники

а – водяной подогреватель теплосети; б – теплообменник «труба в трубе»; 1 – линзовый компенсатор; 2 – соединительные патрубки; 3 – калач; 4 – трубки; 5 – разборная (на резьбе) трубная решетка.

Кожухи серийных секционных теплообменников изготавливают из труб длиной до 4 м, внутренним диаметром от 50 до 305 мм. Число труб в секции от 4 до 151, поверхность нагрева от 0,75 до 26 м², трубы латунные диамет-

ром 16/14 мм. Отношение поверхности нагрева к объему теплообменника достигает $80 \text{ м}^2/\text{м}^3$, а удельный конструкционный вес составляет $50\div 80 \text{ кг}/\text{м}^2$ поверхности нагрева.

Спиральные теплообменники состоят из двух спиральных каналов прямоугольного сечения, по которым движутся теплоносители I и II (рис. 1.3). Каналы образуются металлическими листами, которые служат поверхностью теплообмена. Внутренние концы спиралей соединены разделительной перегородкой. Для обеспечения жесткости конструкции и фиксирования расстояния между спиралью приваривают бобышки. Спирали изготавливают так, что торцы листов лежат в одной плоскости. С торцов спирали закрывают крышками и стягивают болтами. Для лучшей герметизации и устранения перетекания теплоносителей между крышками и листами по всему сечению теплообменника помещают прокладку из резины, паронита, асбеста или мягкого металла. Спиральные теплообменники выполняют горизонтальными и вертикальными; часто их устанавливают блоками по два, четыре и восемь аппаратов.

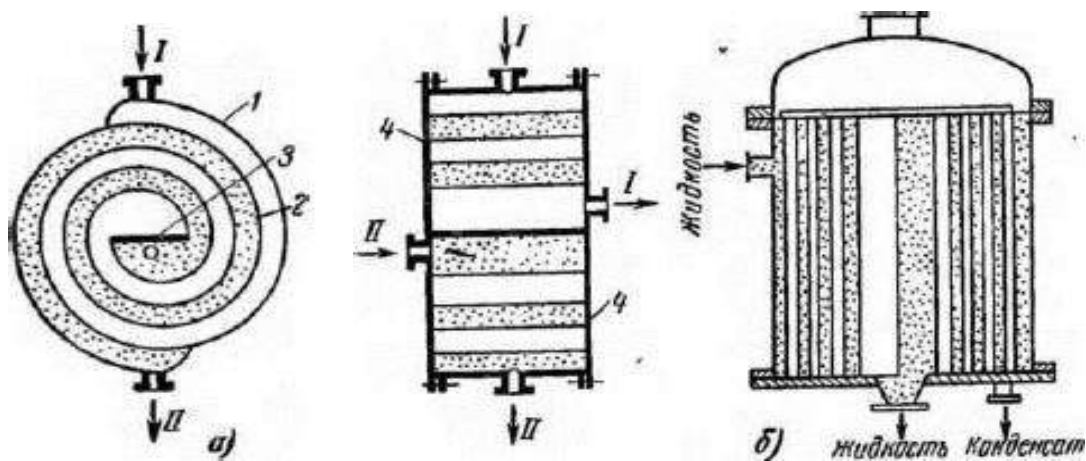


Рис. 1.3. Типы спиральных теплообменников

- а – горизонтальный спиральный теплообменник; б – вертикальный спиральный теплообменник; 1, 2 – листы;
- 3 – разделительная перегородка; 4 – крышки.

Горизонтальные спиральные теплообменники применяют для теплообмена между двумя жидкостями. Для теплообмена между конденсирующимся паром и жидкостью используют вертикальные спиральные теплообменники;

такие теплообменники применяют в качестве конденсаторов и паровых подогревателей для жидкости.

Достоинства спиральных теплообменников: компактность (большая поверхность теплообмена в единице объёма, чем у многоходовых трубчатых теплообменников) при одинаковых коэффициентах теплопередачи и меньшее гидравлическое сопротивление для прохода теплоносителей.

Недостатки: сложность изготовления и ремонта и пригодность работы под избыточным давлением не свыше 1,0 МПа. Нормами предусмотрены спиральные теплообменники с поверхностью теплообмена 15 м² (ширина спирали 375 мм) и 30 м² (ширина спирали 750 мм); ширина спирального канала 7 мм.

Пластинчатые теплообменники имеют плоские поверхности теплообмена. Обычно такие теплообменники применяют для теплоносителей, коэффициенты теплоотдачи которых одинаковы.

Изготавливают компактные пластинчатые теплообменники разборными, состоящими из штампованных металлических листов с внешними выступами, расположенными в коридорном или шахматном порядке; такие конструкции применяют для теплообмена между жидкостями и газами и работают они при перепадах давлений до 12 МПа. На рис. 1.4 представлено несколько конструкций теплообменников такого типа. Благодаря незначительному расстоянию между пластинами (6 ÷ 8 мм) такие теплообменники имеют высокую компактность: удельную поверхность нагрева $F/V = 200 \div 300 \text{ м}^2/\text{м}^3$. Поэтому пластинчатые теплообменники в ряде случаев вытесняют трубчатые и спиральные.

На величину поверхности теплообмена любого рекуперативного теплообменного аппарата, в том числе и пластинчатого, и на относящуюся к ней долю капитальных затрат, а также на стоимость эксплуатации влияет величина недорекуперации теплоты. Чем меньше эта величина, т. е. чем меньше разность температур греющего теплоносителя на входе и нагреваемого теп-

лоносителя на выходе при противотоке, тем больше поверхность теплообмена, тем выше стоимость аппарата и тем меньше эксплуатационные расходы.

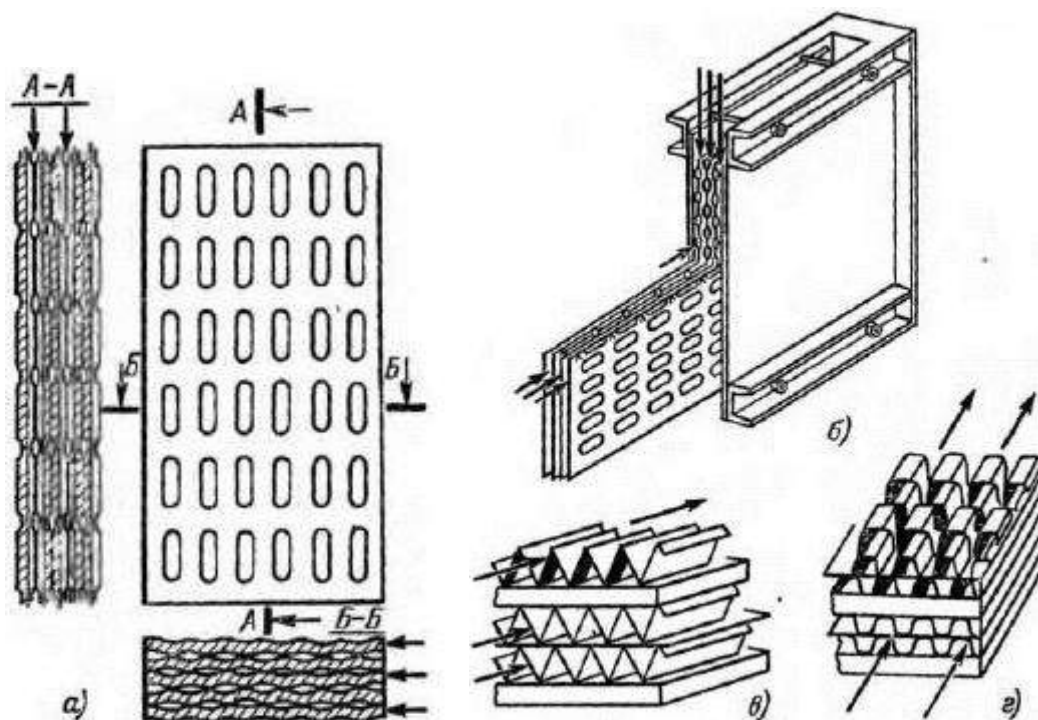


Рис. 1.4. Пластинчатые теплообменники

a – элемент пакета; *б* – модель воздухоподогревателя; *в, г* – пластинчато-ребристая поверхность теплообменника газ-газ.

Замечательной особенностью пластинчатых теплообменников является то, что такие характеристики, как компактность и металлоемкость, при прочих равных условиях в основном определяющие экономическую эффективность применения теплообменного аппарата, у них наилучшие из всех возможных типов рекуперативных теплообменных аппаратов. Поверхность теплообмена, приходящаяся на 1 м^2 поверхности теплообмена, наименьшая. Это предопределяет применение пластинчатых теплообменников в таких устройствах, как передвижные и транспортные тепловые установки, авиационные двигатели, криогенные системы, где при высокой эффективности процесса необходимы компактность и малая масса.

Недостатками являются следующие: трудность чистки внутри каналов, ремонта, частичной замены поверхности теплообмена, практическая невозможность изготовления и длительной эксплуатации пластинчатых теплообменников из чугуна и хрупких материалов.

Некоторые сравнительные характеристики рекуперативных теплообменников

Тип теплообменного аппарата		Компактность и металлоемкость	
		Поверхность на единицу объема м ² /м ³	Масса на 1 м ² поверхности кг/м ²
Трубчатые	Погружной	4—12	90—120
	Оросительный.....	3—6	45—60
	Кожухотрубчатый	18—40	35—80
	Секционный	4—15	175—200
Пластинчатые	С гладкими листами.....	10—60	5—20
	Спиральный	34—72	30—50
	Штампованный (волнистый или сферический)	300—600	5—10
	Пластинчатый с ребрами	600—1800	2—4

Пленочные конденсаторы поверхностного типа применяют в холодильных и других промышленных установках. В вертикальных конденсаторах пары аммиака (или другого вещества) поступают в межтрубное пространство и конденсируются на внешней поверхности вертикальных труб, имеющих длину 3 ÷ 6 м. Охлаждающая вода поступает в бак, дном которого является верхняя трубная решетка, и из него стекает по внутренней поверхности трубок (в виде пленки).

Достоинствами пленочных конденсаторов являются более интенсивный теплообмен и пониженный расход охлаждающей воды.

Ребристые теплообменники применяют в тех случаях, когда коэффициент теплоотдачи для одного из теплоносителей значительно ниже, чем для второго. Поверхность теплообмена со стороны теплоносителя с низким коэффициентом теплоотдачи α увеличивают по сравнению с поверхностью теплообмена со стороны другого теплоносителя. В таких аппаратах поверхность теплообмена имеет на одной стороне ребра различной формы (рис. 1.5). Ребристые теплообменники изготовляют самых различных конструкций. Ребра выполняют поперечными, продольными, в виде игл, спиралей, извитой проволоки и т. д.

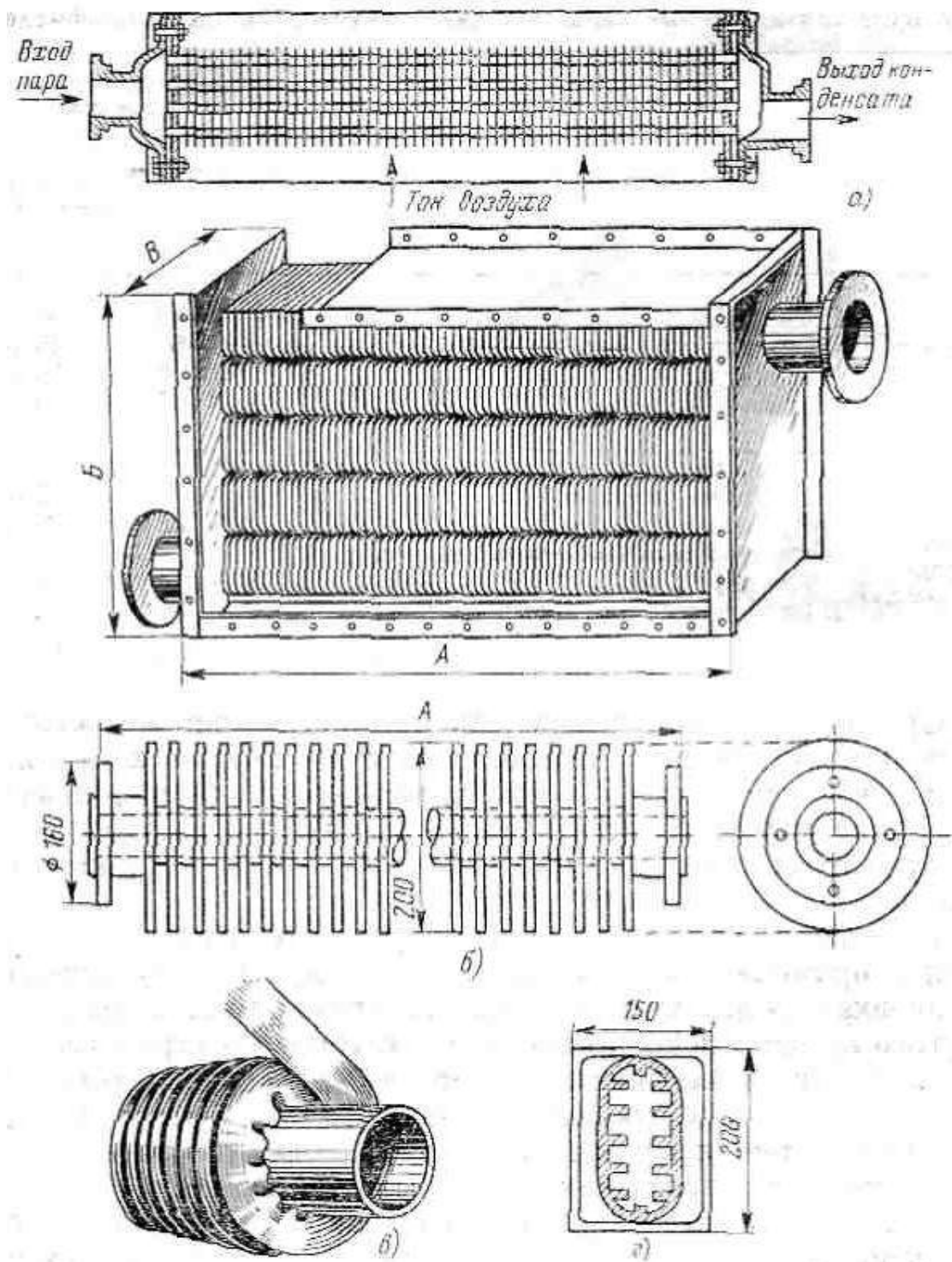


Рис. 1.5. Типы ребристых теплообменников

a – пластинчатый; *б* – чугунная трубка с круглыми ребрами; *в* – трубка со спиральным оребрением; *г* – чугунная трубка с внутренним оребрением

Исследования показали, что для каждого типа ребристой поверхности существует определенная оптимальная высота ребер и межреберных расстояний, которые при прочих равных условиях определяют его наибольшую теплопроизводительность и компактность.

Расчет ребристых поверхностей производят по известным формулам теплопередачи, в которых используют численные значения коэффициентов теплоотдачи, справедливые, как правило, для определенного диапазона условий (чаще всего чисел Re) и определяемые из опытов для конкретных условий работы ребристых теплообменных аппаратов.

Оросительные теплообменники состоят из змеевиков, орошаемых снаружи жидким теплоносителем (обычно водой), и применяются главным образом в качестве холодильников или конденсаторов (рис. 1.6). Змеевики выполняют из прямых горизонтальных труб, расположенных друг над другом и последовательно соединенных между собой сваркой или на фланцах. Орошающая вода подается на верхнюю трубу, стекает с нее на нижележащую трубу и, пройдя последовательно по поверхности всех труб, стекает в поддон, расположенный под холодильником. Около $1 \div 2 \%$ общего количества орошающей воды обычно испаряется. Вследствие сильного испарения орошающей воды оросительные холодильники обычно устанавливают на открытом воздухе.

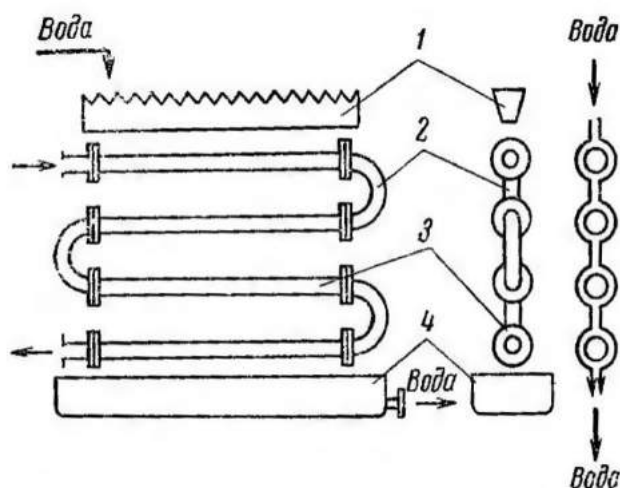


Рис. 1.6. Оросительный теплообменник

1 – желоб для подачи воды; 2 – калач; 3 – трубка; 4 – поддон.

Погружные теплообменники состоят из змеевиков, помещенных в сосуд с жидким теплоносителем. Другой теплоноситель движется внутри змеевиков. При большом количестве этого теплоносителя для сообщения ему не-

обходимой скорости применяют змеевики из нескольких параллельных секций.

Достоинства погружных теплообменников: простота изготовления, доступность поверхности теплообмена для осмотра и ремонта, малая чувствительность к изменениям режима вследствие наличия большого объема жидкости в сосуде.

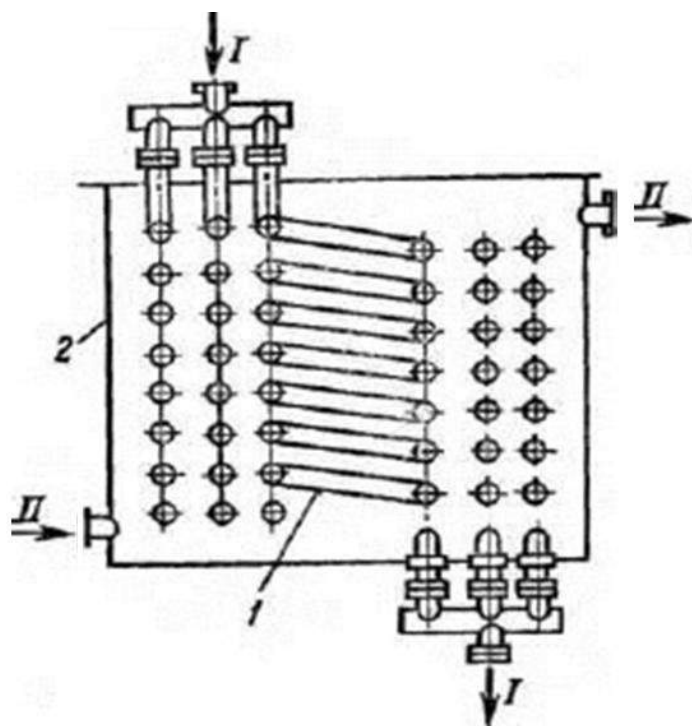


Рис. 1.7. Погружной теплообменник с цилиндрическими змеевиками
1 – змеевик; 2 – сосуд, I, II – теплоносители.

Недостатки: громоздкость, низкие коэффициенты теплоотдачи жидкости к поверхности змеевика, трудность внутренней очистки труб.

Для очистки вентиляционных выбросов применяют пылеуловители гравитационные, инерционные сухого и мокрого типа, пылеуловители-промыватели контактного типа, тканевые и электрические пылеуловители.

На рисунках 1.8. и 1.9. представлены два вида скрубберов.

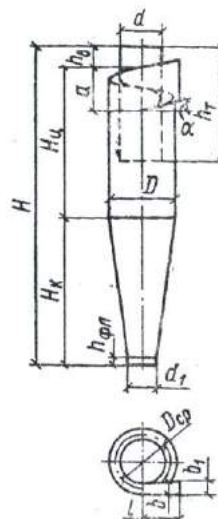
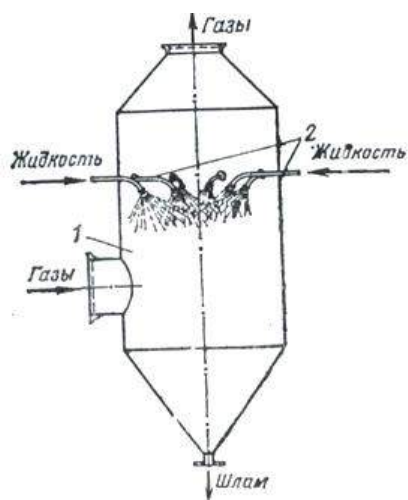


Рис. 1.8. Полный скруббер Рис. 1.9. Цилиндрический циклон НИИГаза

Змеевиковые теплообменники используют так же, как водоподогреватели. Змеевиковый водоподогреватель (рис.1.10 и 1.11) состоит из змеевика 1, расположенного в корпусе 2, и крышки 4, к которой прикреплен змеевик.

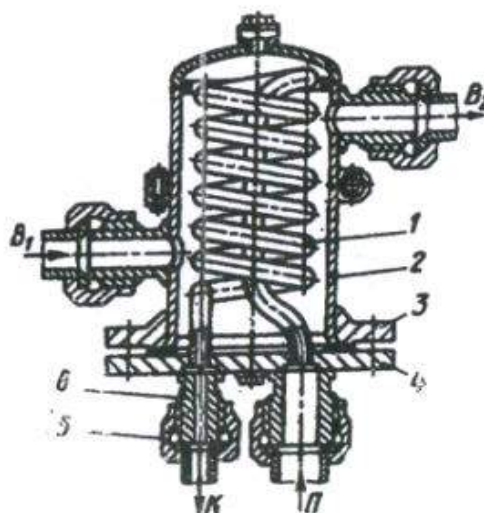
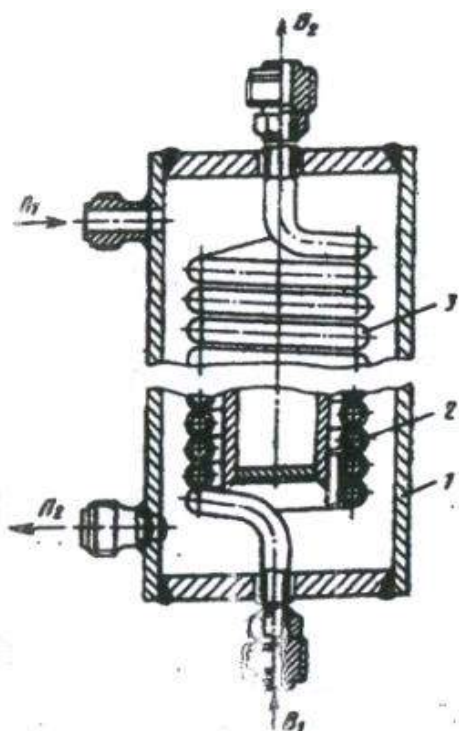


Рис. 1.10. Змеевиковый теплообменник

1 – корпус (сосуд); 2 – стакан;
3 – змеевик из трубы

Рис.1.11. Змеевиковый подогреватель

1 – змеевик, 2 – корпус, 3 – фланец корпуса, 4 – крышка, 5 – накидная гайка, 6 –штуцер, B_1 и B_2 – вход и выход воды, Π – вход пара, K – выход конденсата

По надёжности и долговечности хорошо себя зарекомендовали теплообменники с винтовым движением греющей среды. Скоростные винтовые аппараты представляют собой вертикальную кожухотрубчатую конструкцию многоходовую как по трубному, так и по межтрубному пространству.

Винтовое движение воды в межтрубном пространстве и компоновка трубного пучка при скорости воды в трубках $1,5 \div 3,0$ м/с создают у теплообменных поверхностей гидродинамические вихри и пульсации, которые срывают частицы отложений с поверхности труб, выполненных из металла с низкой адгезионной характеристикой (нержавеющая сталь).

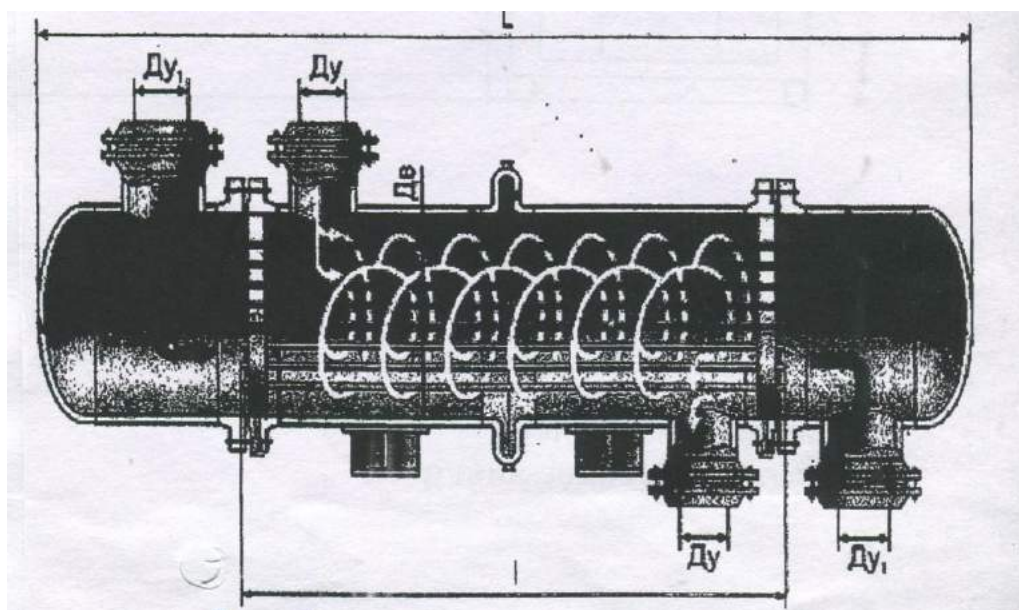


Рис. 1.12. Схема винтового подогревателя

Водоподогреватели систем отопления и ГВС, предлагаемые ЗАО «ТПО Уралпромоборудование», представляют собой вертикальные кожухотрубчатые аппараты, имеющие четыре или шесть ходов по трубному пространству и два хода по межтрубному. В материальном исполнении использованы углеродистые стали, кроме теплообменных труб, которые выполнены диаметром от 20 мм и толщиной стенки 1 мм из стали марки 12Х18Н10Т. Трубный лючок длиной 2000 мм установлен на трех опорах и снабжен камерами, обеспечивающими доступ к трубным решеткам для осуществления контроля за их состоянием.

Достоинства винтовых теплообменных аппаратов:

- коэффициент теплопередачи сопоставим с достигаемым в пластинчатых теплообменниках ($3500 \div 5000 \text{ Вт}/(\text{м}^2\text{К})$);
- отпадают какие-либо ограничения по чистоте рабочих сред;
- исчезают или становятся совершенно несущественными отложения на теплообменной поверхности;
- рабочие характеристики процесса теплообмена остаются неизменными на протяжении всего периода эксплуатации;
- эксплуатационные издержки минимальны;
- полная конденсация пара и глубокое охлаждение конденсата при пароводяном режиме;
- исключение образования воздушных и паровых мешков в межтрубном пространстве при пароводяном режиме;
- высокую механическую надежность конструкции подогревателей при возможных гидравлических ударах и вибрациях в системе;
- возможность работы на паро-водяном и водо-водяном режимах;
- габаритные размеры, сравнимые с пластинчатыми водоподогревателями;
- малое гидравлическое сопротивление;
- длительное время работы между техническим обслуживанием.

1.3. Конструкторский и тепловой расчеты аппаратов поверхностного типа

Конструкции теплообменных аппаратов весьма разнообразны, однако существует общая методика теплотехнических расчетов, которую можно применить для частных расчетов в зависимости от имеющихся исходных данных.

Существуют два вида расчетов: конструкторский (проектный) и поверочный.

Конструкторский расчет выполняют при проектировании теплообменного аппарата, когда заданы теплопроизводительность аппарата, теплоносители, их расходы и параметры. Целью конструкторского расчета является определение поверхности теплообмена и конструктивных размеров выбранного

типа аппарата. Конструкторский расчет состоит из теплового (теплотехнического), гидравлического и механического расчетов.

Поверочный расчет производят для установления возможности применения имеющихся или стандартных теплообменных аппаратов для необходимых технологических процессов. При поверочном расчете заданы размеры аппарата и условия его работы; требуется определить конечные параметры теплоносителей и теплопроизводительность аппарата. Следовательно, целью расчета является выбор условий, обеспечивающих оптимальный режим работы аппарата. В некоторых случаях при таком расчете теплопроизводительность аппарата является заданной, а требуется определить, например, расход и начальную температуру одной из сред.

Последовательность конструкторского расчета.

Необходимые исходные данные:

- тип теплообменного аппарата (кожухотрубчатый, пластинчатый, ребристый, оросительный, погружной или другой);
- теплоносители (газ, пар или жидкость);
- теплопроизводительность аппарата: расход одного из теплоносителей и его начальная и конечная температуры.

Требуется определить:

- физические параметры и скорости движения теплоносителей;
- расход другого теплоносителя из уравнения теплового баланса;
- среднюю разность температур (её называют также движущей силой процесса теплообмена) ;
- коэффициенты теплоотдачи и теплопередачи;
- поверхность теплообмена;
- конструктивные размеры аппарата (диаметр труб, их число и длину, а также диаметр кожуха в кожухотрубчатом аппарате, число и форму пластин в пластинчатом, форму и количество ребер в ребристом, диаметр, длину и количество труб в оросительном теплообменнике и др.);
- диаметр патрубка для входа и выхода теплоносителей.

1.4. Определение физических параметров и скоростей движения теплоносителей

Теплообмен между теплоносителями существенно изменяется в зависимости от физических свойств и параметров движущихся сред, а также от гидродинамических условий движения. Физические параметры теплоносителей зависят от температуры и их определяют по справочникам в зависимости от выбранной средней температуры среды.

Средняя температура среды t_{cp} °С приближенно определяют как среднее арифметическое начальной t_n и конечной t_k температур:

$$t_{cp} = (t_n + t_k)/2 \quad (1.1)$$

Основными физическими параметрами рабочих сред являются плотность, вязкость, теплоемкость, теплопроводность, температура кипения, скрытая теплота испарения или конденсации и др. Значения этих параметров можно найти в справочной литературе.

Физические параметры веществ в справочниках представлены в виде диаграмм, таблиц, номограмм. При нахождении физического параметра необходимо обратить внимание, при какой температуре дано его значение и в каких единицах измерения выражено. Во многих справочных источниках физические параметры даны при температуре + 20 °С, а теплота парообразования жидкости – при температуре ее кипения. Если средняя температура заданного вещества отличается от + 20 °С, то следует сделать поправку на температуру.

Для большинства физических параметров существует линейная зависимость величины параметра от температуры. Например, теплоёмкость большинства вязких жидкостей является линейной функцией от температуры:

$$c_t = c_{20} + \alpha t, \quad (1.2)$$

где c_t – теплоёмкость при заданной температуре, α – опытный коэффициент, принимаемый по справочнику, t – средняя температура, при которой определяют теплоёмкость жидкости, c_{20} – теплоёмкость жидкости при 20 °С.

Поправку на температуру производят по формуле:

$$c_t = 4187 \cdot (0,415 + 0,0006t) \text{ Дж}/(\text{кг} \cdot \text{К}) \quad (1.3)$$

Зависимость плотности от температуры находят по формуле:

$$\rho_t = \rho_{20} - \beta_t(t - 20 \text{ °С}) \text{ кг}/\text{м}^3, \quad (1.4)$$

где ρ_t – плотность жидкости при средней температуре, t – средняя температура, ρ_{20} – плотность при температуре 20 °С, β_t – температурная поправка на 1 °С.

Коэффициент теплопроводности также линейно зависит от температуры

$$\lambda_t = \lambda_0 \cdot (1 + \beta \cdot t) \text{ Вт}/(\text{м} \cdot \text{°С}), \quad (1.5)$$

где λ_t – коэффициент теплопроводности при средней температуре, λ_0 – значение коэффициента теплопроводности при 0 °С, β – опытный коэффициент, t – средняя температура вещества.

Вязкость суспензии можно вычислить по формуле:

$$\mu_c = \mu_{\text{ж}}(1 + 2,5\varphi) \text{ м}^2/\text{с}, \quad (1.6)$$

где μ_c – вязкость суспензии, $\mu_{\text{ж}}$ – вязкость чистой жидкости, φ – объёмная концентрация твёрдой фазы в суспензии.

При конструировании теплообменной аппаратуры обычно выбирают такие скорости теплоносителей, при которых коэффициенты теплоотдачи и гидравлические сопротивления были бы экономически выгодными.

Выбор оптимальной скорости имеет большое значение для качественной работы теплообменного аппарата, так как увеличение скоростей теплоносителей приводит к интенсификации теплообмена (возрастают коэффициенты теплопередачи) и уменьшению поверхности нагрева, т. е. аппарат становится компактнее, однако при этом значительно возрастают гидравлические сопротивления и, естественно, увеличивается расход электроэнергии на перекачку, а также появляется опасность гидравлического удара и вибрации

труб. Поэтому часто бывает необходимо произвести технико-экономический расчет для выбора наивыгоднейших скоростей теплоносителей. Обычно минимальное значение скорости теплоносителя выбирается соответствующим началу турбулентного движения потока, т.е. числу Рейнольдса больше 10^4 .

Для наиболее часто применяемых диаметров труб (57, 38 и 25мм) рекомендуют скорости жидкости $1,5 \div 2$ м/с и не выше 3 м/с; низший предел скорости для большинства жидкостей составляет $0,06 \div 0,3$ м/с. Для маловязких жидкостей скорость, соответствующая $Re = 10^4$, не превышает $0,2 \div 0,3$ м/с. Для вязких жидкостей турбулентность потока достигается при значительно больших скоростях, поэтому при расчетах приходится допускать переходный или даже ламинарный режим.

Для газов при атмосферном давлении допускают скорости до 25 м/с, а массовые скорости $15 \div 20$ кг/(м²•с), низший предел $2 \div 2,5$ кг/(м²•с), для насыщенных паров при конденсации рекомендуют скорости до 10 м/с.

Скорости движения теплоносителей в патрубках рекомендуют следующие:

- для жидкостей $1,5 \div 3$ м/с,
- для конденсата греющего пара $1 \div 2$ м/с,
- для насыщенного пара $20 \div 30$ м/с,
- для перегретого пара 50 м/с и более.

1.5. Тепловые балансы теплообменных аппаратов

Тепловой расчет начинают с определения тепловой нагрузки аппарата и расхода одного из теплоносителей. Тепловой нагрузкой называется количество теплоты, переданное от горячего теплоносителя к холодному. Тепловую нагрузку определяют из уравнения теплового баланса, в идеальном случае

$$Q = Q_{гор} = Q_{хол} , \quad \text{Вт} \quad (1.7)$$

Общий вид уравнения теплового баланса:

$$Q_{прих} = Q_{расх} , \quad \text{Вт} \quad (1.8)$$

В зависимости от заданного процесса уравнения тепловых балансов имеют различный вид.

Для подогревателей. Если нагрев одного из теплоносителей происходит за счет охлаждения другого теплоносителя, т.е. аппарат работает без изменения агрегатного (фазового) состояния теплоносителей, то уравнения теплового баланса имеют вид:

$$\begin{cases} Q_{\text{прих}} = G_1 c_1 (t'_{1} - t''_{1}) \\ Q_{\text{расх}} = G_2 c_2 (t''_{2} - t'_{2}) \end{cases} \quad (1.9)$$

где G_1 и G_2 , кг/с – массовые расходы теплоносителей (воздуха, газов и т. п.), не изменяющих агрегатного состояния; c_1 и c_2 – теплоемкости теплоносителей, $\frac{\text{Дж}}{\text{кг}\cdot^{\circ}\text{C}}$; t'_{1} , t'_{2} , t''_{1} , t''_{2} – начальные и конечные температуры теплоносителей, $^{\circ}\text{C}$.

Уравнение теплового баланса с учётом потерь:

$$Q_{\text{прих}} = Q_{\text{расх}} + Q_{\text{пот}}, \quad \text{Вт} \quad (1.10)$$

где $Q_{\text{пот}}$ – потери теплоты от стенок аппарата в окружающую среду.

Из практики известно, что тепловые потери составляют, как правило, 2 ÷ 3 % от количества подведённой теплоты.

Их можно учесть коэффициентом $\eta = 0,97 \div 0,98$:

$$G_1 c_1 (t'_{1} - t''_{1}) \eta = G_2 c_2 (t''_{2} - t'_{2}) \quad (1.11)$$

В этом случае расход греющего теплоносителя выразится как

$$G_1 = \frac{G_2 c_2 (t''_{2} - t'_{2})}{c_1 (t'_{1} - t''_{1}) \eta}, \quad \text{кг/с} \quad (1.12)$$

Для компактных конструкций величина тепловых потерь значительно меньше и не достигает даже 1 %. Тепловые потери изолированных теплообменников пропорциональны их наружной поверхности и ограничены её предельно допустимой температурой.

Если нагрев одного из теплоносителей происходит за счет конденсации греющего водяного насыщенного пара, то

$$\begin{cases} Q_{\text{прих}} = D(i_1 - i_k) \\ Q_{\text{расх}} = G_2 c_2 (t''_2 - t'_2) \end{cases} \quad (1.13)$$

где D – количество греющего пара, кг/с; i_1 – энтальпия греющего пара (определяется из таблиц насыщенного водяного пара), кДж; i_k – энтальпия конденсата, кДж; $i_k = c_B t_k$, G_2 – масса (или массовый расход) нагреваемого вещества; c_2 – теплоемкость нагреваемого вещества; t'_2 – начальная температура нагреваемого вещества; t''_2 – конечная температура нагреваемого вещества.

Уравнение теплового баланса с учётом потерь:

$$Q_{\text{прих}} = Q_{\text{расх}} + Q_{\text{пот}}, \quad \text{Вт} \quad (1.14)$$

где $Q_{\text{пот}}$ – потери теплоты от стенок аппарата в окружающую среду, Вт.

$$D(i_1 - i_k)\eta = G_2 c_2 (t''_2 - t'_2) \quad (1.15)$$

В этом случае расход греющего пара выразится как

$$D = \frac{G_2 c_2 (t''_2 - t'_2)}{(i_1 - i_k)\eta}, \quad \text{кг/с} \quad (1.16)$$

Для конденсаторов. В аппаратах этого типа более нагретый теплоноситель охлаждается с изменением агрегатного состояния. Например, пары аммиака, охлаждаясь, конденсируются, и жидкий аммиак выходит с заданной температурой. Теплота от горячего теплоносителя чаще всего отводится холодной водой:

$$\begin{cases} Q_{\text{прих}} = Q_1 + Q_2 + Q_3 \\ Q_{\text{расх}} = G_B c_B (t''_2 - t'_2) \end{cases} \quad (1.17)$$

где Q_1 – теплота, выделяющаяся при охлаждении перегретых паров до насыщенного состояния, Вт; Q_2 – теплота, выделяющаяся при конденсации насыщенного пара, Вт; Q_3 – теплота, выделяющаяся при охлаждении горячей жидкости до заданной температуры, Вт; G_B – расход охлаждающей воды, кг/с:

$$\begin{cases} Q_1 = G_r c_p (t_{\text{н.п}} - t_{\text{н.п}}) \\ Q_2 = G_r r \\ Q_3 = G_r c (t_s - t'_1) \end{cases} \quad (1.18)$$

где G_r – количество горячего теплоносителя, кг/с; c_p – теплоемкость при постоянном давлении для перегретого пара, Дж/(кг $^{\circ}$ С); $t_{п.п.}$ – температура перегретого пара, $^{\circ}$ С; $t_{н.п.}$ – температура насыщенного пара, $^{\circ}$ С; r – скрытая теплота конденсации горячего теплоносителя, Дж/кг; c – теплоемкость жидкого горячего теплоносителя, Дж/(кг $^{\circ}$ С); t_s – температура кипения горячего теплоносителя, $^{\circ}$ С; t'_1 – конечная температура горячего теплоносителя, $^{\circ}$ С.

Уравнение теплового баланса:

$$G_r c_p (t_{п.п.} - t_{н.п.}) + G_r r + G_r c (t_s - t'_1) = G_b c_b (t''_2 - t'_2). \quad (1.19)$$

Если охлаждающая вода подается в межтрубное пространство и внешние стенки аппарата имеют температуру, мало отличающуюся от температуры окружающей среды, то тепловыми потерями вследствие их малости пренебрегают.

Расход охлаждающей воды определяют из уравнения теплового баланса:

$$G_b = \frac{G_r c_p (t_{п.п.} - t_{н.п.}) + G_r r + G_r c (t_s - t'_1)}{c_b (t''_2 - t'_2)}, \quad \text{кг/с} \quad (1.20)$$

Для холодильников:

$$\begin{cases} Q_{\text{прих}} = G_{\text{гор}} c (t'_1 - t''_1), & \text{Вт} \\ Q_{\text{расх}} = G_{\text{хол}} c_b (t''_2 - t'_2), & \text{Вт} \end{cases} \quad (1.21)$$

где $G_{\text{гор}}$ – количество горячего теплоносителя, кг/с; c – средняя теплоемкость горячего теплоносителя, Дж/(кг $^{\circ}$ С); t'_1 – начальная температура горячего теплоносителя, $^{\circ}$ С; t''_1 – конечная температура горячего теплоносителя, $^{\circ}$ С; $G_{\text{хол}}$ – расход (или количество) охлаждающей воды, кг/с; c_b – средняя теплоемкость охлаждающей воды, Дж/(кг $^{\circ}$ С); t''_2 – температура охлаждающей воды на выходе из аппарата, $^{\circ}$ С; t'_2 – температуры охлаждающей воды на входе в аппарат, $^{\circ}$ С.

Уравнение теплового баланса:

$$G_{\text{гор}} c (t'_1 - t''_1) = G_{\text{хол}} c_b (t''_2 - t'_2) \quad (1.22)$$

Из уравнения теплового баланса определяют расход охлаждающей воды:

$$G_{\text{хол}} = \frac{G_{\text{гор}} c (t'_{1} - t''_{1})}{c_{\text{в}} (t''_{2} - t'_{2})}, \text{ кг/с} \quad (1.23)$$

Если в процессе теплообмена происходит дополнительный подвод или отвод теплоты, например, за счет химической реакции или фазовых и других превращений вещества, то их также необходимо учесть в тепловом балансе.

1.6. Определение средней разности температур

Расчет температурного режима работы теплообменного аппарата состоит из определения средних температур теплоносителей, стенок аппарата и средней разности температур $\Delta t_{\text{ср}}$.

Приступая к расчету температурного режима теплообменника, необходимо сначала установить характер изменения температуры теплоносителей, выбрать схему их движения так, чтобы получить максимальную среднюю разность температур. Это создает наилучшие условия для теплопередачи.

Направления движения теплоносителей 1 и 2 могут быть прямоточными, противоточными, перекрестными и смешанного тока (со сложным направлением движения теплоносителей) (рис. 1.13).

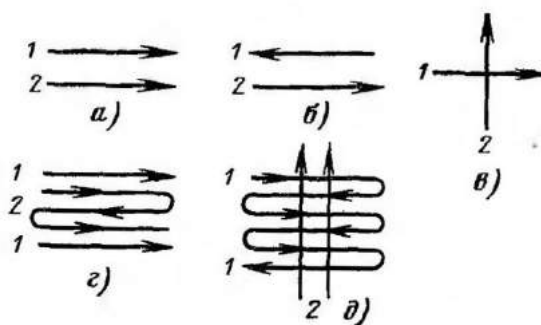


Рис. 1.13. Схемы движения теплоносителей в теплообменниках

а – прямоток; *б* – противоток; *в* – перекрестный ток; *г* – прямоток и противоток одновременно; *д* – многократно перекрестный ток.

Характер изменения температур теплоносителей вдоль поверхности теплообмена определяется схемой движения и соотношением теплоемкостей

массовых расходов теплоносителей. На рис. 1.14 представлены графики изменения температур для трех возможных соотношений теплоемкостей и массовых расходов теплоносителей.

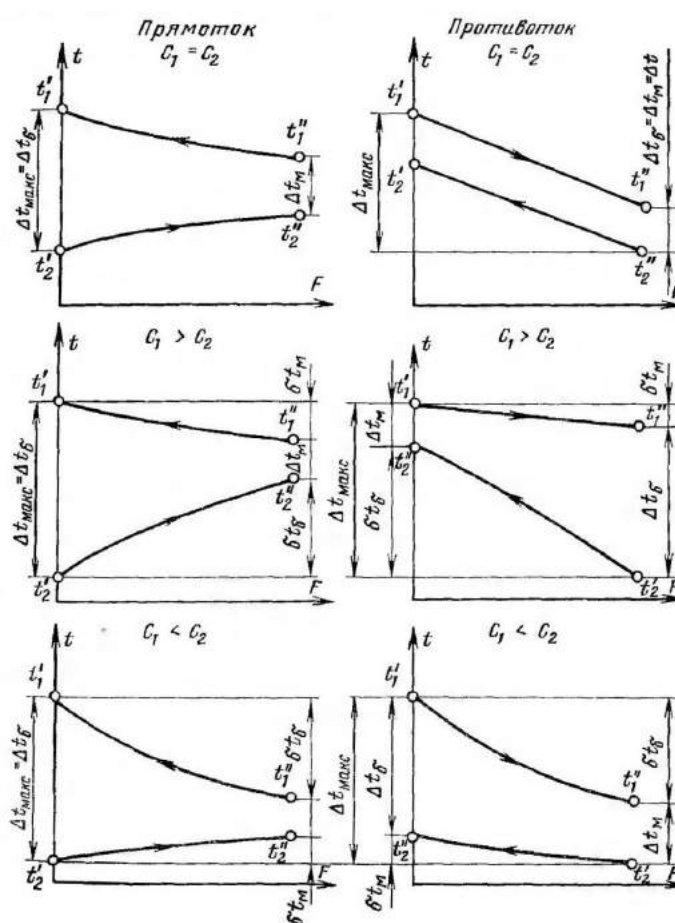


Рис.1.14. График изменения температур теплоносителей по поверхности аппарата при их прямотоке и противотоке

Если температура обоих теплоносителей изменяется вдоль поверхности теплообмена, то при противотоке и прямотоке

$$\Delta t_{\text{ср}} = \frac{\Delta t_{\text{б}} - \Delta t_{\text{м}}}{2,3 \lg \frac{\Delta t_{\text{б}}}{\Delta t_{\text{м}}}}, \quad ^\circ\text{C} \quad (1.24)$$

где $\Delta t_{\text{б}}$ и $\Delta t_{\text{м}}$ – большая и меньшая разности температур между первичными и вторичными теплоносителями на концах теплообменника.

Полученная разность температур называется среднелогарифмическим температурным напором. Формула (1.24) справедлива для простейших схем аппаратов при условии постоянства массового расхода теплоносителей и коэффициента теплопередачи вдоль всей поверхности теплообмена.

Расчет средней разности температур для сложных схем движения теплоносителей производят следующим образом: а) определяют температурный напор по формуле (1.24); б) находят вспомогательные величины по формулам (1.25) и (1.26).

$$P = \frac{t_2'' - t_2'}{t_1' - t_2'} = \frac{\delta t_2}{\delta t_{\text{макс}}}; \quad (1.25)$$

$$R = \frac{t_1' - t_1''}{t_2'' - t_2'} = \frac{\delta t_1}{\delta t_2}; \quad (1.26)$$

где δt_1 и δt_2 - приращение температуры горячего и холодного теплоносителя.

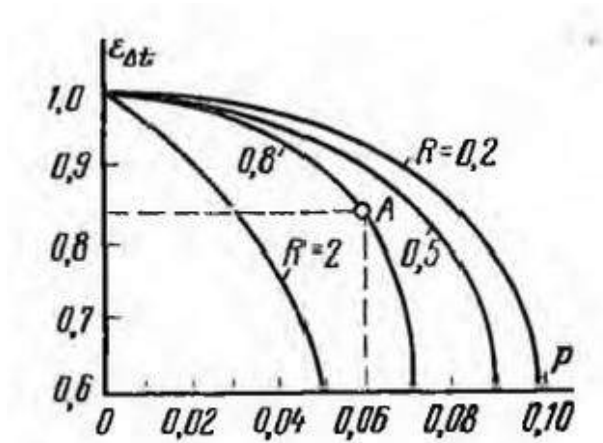


Рис.1.15. График для определения поправочного коэффициента

Величина P представляет собой отношение степени нагрева холодной среды к максимально возможному перепаду температур, величина R – отношение степени охлаждения горячей среды к степени нагрева холодной среды.

В зависимости от величины P и R из графика на рис.1.15 определяют поправку $\varepsilon_{\Delta t} = f(P, R)$. Температурный напор находят как

$$\Delta t_{\text{ср}} = \varepsilon_{\Delta t} \Delta t_{\text{прот}}, \quad ^\circ\text{C}. \quad (1.27)$$

В тех случаях, когда температура теплоносителей вдоль поверхности теплообмена изменяется незначительно, средняя разность температур вычисляется по упрощенной формуле как средняя арифметическая крайних напоров:

$$\Delta t_{cp} = (\Delta t_6 + \Delta t_m) / 2, \text{ } ^\circ\text{C} \quad (1.28)$$

Температура стенки зависит от средних температур рабочих сред и условий теплообмена. Для расчета используют уравнение

$$q = k \Delta t_{cp} = \alpha_1 (t_1 - t'_{w'}) = \alpha_2 (t''_{w''} - t_2), \text{ Вт/м}^2 \quad (1.29)$$

где q – удельный тепловой поток или тепловая нагрузка, Вт/м², k – коэффициент теплопередачи, Вт/(м²°C); Δt_{cp} – средняя разность температур или температурный напор, °C; α_1 – коэффициент теплоотдачи от горячей воды к стенке, Вт/(м²°C); α_2 – коэффициент теплоотдачи от стенки к холодной среде, Вт/(м²°C); t_1 – средняя температура горячей среды, °C; $t'_{w'}$ – температура стенки со стороны горячей среды, °C; $t''_{w''}$ – температура стенки со стороны холодной среды, °C; t_2 – средняя температура среды, °C.

Тогда

$$\begin{cases} t'_{w'} = t_1 - \frac{k}{\alpha_1} \Delta t_{cp} \\ t''_{w''} = t_2 + \frac{k}{\alpha_2} \Delta t_{cp} \end{cases} \quad (1.30)$$

Отношения k/a предварительно задают, а затем проверяют соответствие его расчетному значению. Пересчет позволяет получить соответствие принятого значения расчетному.

1.7. Определение коэффициентов теплоотдачи и теплопередачи

Коэффициент теплопередачи k представляет собой количественную расчетную величину, характеризующую сложный теплообмен. Он зависит от коэффициентов теплоотдачи, термического сопротивления стенки и загрязнений. Для плоской стенки

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_2} + R_{заг}}, \text{ Вт/(м}^2\text{°C)} \quad (1.31)$$

где α_1 – коэффициент теплоотдачи от горячего теплоносителя, Вт/(м²°C); δ – толщина стенки аппарата, м; λ – коэффициент теплопроводности материала стенки, Вт/(м°С); α_2 – коэффициент теплоотдачи от стенки к холодному теп-

лоносителю, Вт/(м²°C); $R_{\text{заг}}$ – термическое сопротивление, учитывающее загрязнение с обеих сторон стенки (накипь, сажа и пр.), м²°C/Вт.

Для стенки, имеющей другие геометрические формы (цилиндрической, шаровой, многослойной плоской, многослойной цилиндрической, многослойной шаровой, ребристой и т. д.), расчетные формулы для определения коэффициента теплопередачи приведены в справочной литературе. Если стенка трубы тонкая, то достаточно точно можно считать по формуле для плоской стенки. Так, при $d_{\text{вн}}/d_{\text{нар}} < 2$ погрешность не превышает 4 %.

Ориентировочные значения термического сопротивления для некоторых случаев загрязнения поверхности стенки приведены в табл. 1.2.

Таблица 1.2

Термическое сопротивление некоторых видов загрязнения поверхности стенки

Теплоноситель, из которого откладывается загрязнение на поверхность теплообмена	Величина термического сопротивления $R_{\text{заг}}$, м ² °C/Вт
Машинное или трансформаторное масло .	0,0002
Растительное масло.....	0,0006
Органические жидкости.....	0,0002
Холодные рассолы.....	0,0002
Очищенная водопроводная вода.....	0,0002
Дистиллированная вода . . •.....	0,0002
Колодезная вода.....	0,0002
Водопроводная вода речная.....	0,0004 ÷ 0,0006
Бензин	0,0001
Смолы и битум.....	0,002
Сырая нефть	0,001 ÷ 0,0004
Сырой лигроин	0,0004 ÷ 0,0008
Газ коксовых печей и другие газы.....	0,002
Конденсирующиеся органические пары	0,0002

Если теплопроводность слоя загрязнения неизвестна, подсчитывают коэффициент теплопередачи k для чистой стенки и вводят поправку на ее загрязнение при помощи коэффициента ϕ использования поверхности теплообмена:

$$k_{\text{расч}} = k_{\text{чист.ст}}\phi \quad (1.32)$$

Для большинства аппаратов числовое значение коэффициента ϕ лежит в пределах $0,65 \div 0,85$. В случае большого выпадения осадков из теплоносителей на поверхности теплообмена (например, из морской воды на поверхность судовых маслоохладителей при некоторых режимах работы) коэффициент $\phi = 0,4 \div 0,5$.

Коэффициенты теплоотдачи α определяют в большинстве случаев из выражения для критерия Нуссельта:

$$\alpha = \frac{Nu\lambda}{d_3}, \quad \text{Вт/м}^2\text{°С} \quad (1.33)$$

где Nu – безразмерный критерий подобия – критерий Нуссельта; λ – коэффициент теплопроводности того теплоносителя, для которого определяется коэффициент теплоотдачи, Вт/(м²°С); d_3 – эквивалентный диаметр канала, м:

$$d_3 = \frac{4F}{\Pi}, \quad \text{м} \quad (1.34)$$

где F – площадь поперечного сечения канала, м²; Π – смоченный периметр канала, м.

Критерий Nu определяют в зависимости от характера движения и агрегатного состояния теплоносителей по критериальным уравнениям.

Для расчета среднего коэффициента теплоотдачи при турбулентном течении различных жидкостей (кроме жидких металлов) для диапазона чисел Рейнольдса $Re = 10^4 \div 5 \cdot 10^6$ применяют критериальное уравнение:

$$Nu_{жд} = 0,021 Re_{жд}^{0,8} Pr_{ж}^{0,43} \left(\frac{Pr_{ж}}{Pr_c} \right)^{0,25} \cdot \varepsilon_l, \quad (1.35)$$

где $Re_{жд}$ – критерий Рейнольдса, определенный при температуре жидкости и определяющем размере трубы; $Pr_{ж}$, Pr_c – критерии Прандтля, определенные при температуре жидкости и стенки; ε_l – коэффициент, учитывающий изменение среднего коэффициента теплоотдачи по длине трубы: при $l/d \geq 50$, $\varepsilon_l = 1$, при $l/d < 50$ необходимо учитывать влияние начального термического участка; значение ε_l в зависимости от числа Re и от отношения l/d приведены в справочной литературе.

В уравнении (1.35) за определяющую температуру принята средняя температура жидкости, а за определяющий размер — внутренний диаметр трубы; диапазон значений критерия Прандтля, удовлетворяющий этому уравнению, довольно широк и составляет $Pr = 0,6 \div 2500$.

1.8. Определение поверхности теплообмена

Величину поверхности теплообмена F , m^2 , определяют из основного уравнения теплопередачи

$$F = \frac{Q}{k\Delta t_{cp}}, \quad (1.36)$$

где Q — тепловая нагрузка аппарата (определяется из теплового баланса), Вт; k — коэффициент теплопередачи, Вт/($m^2 \cdot ^\circ C$); Δt_{cp} — средняя разность температур, $^\circ C$.

По поверхности теплообмена подбирают теплообменный аппарат и патрубки.

1.9. Конструктивные размеры аппарата

Выбрав тип поверхности теплообмена и направление движения теплоносителей, определяют конструктивные размеры аппарата.

Содержание конструктивного расчета зависит от особенностей выбранной конструкции аппарата, т. е. от выбора поверхности теплообмена: трубчатая, пластинчатая, спиральная, ребристая и т. д.

Для кожухотрубчатых аппаратов, имеющих наибольшее распространение в промышленности, технологических процессах, по поверхности теплообмена F определяют количество труб, их размещение в трубной решетке, диаметр корпуса аппарата, число ходов в трубном и межтрубном пространстве и размеры входных и выходных патрубков.

Количество труб определяют по формуле:

$$n = \frac{F}{\pi d_{расч} l}, \quad \text{шт} \quad (1.37)$$

где $d_{\text{расч}}$ – расчетный диаметр трубы и при $\alpha_1 > \alpha_2$, $d_{\text{расч}} = d_{\text{н}}$, при $\alpha_1 = \alpha_2$ $d_{\text{расч}} = 0,5(d_{\text{н}} + d_{\text{в}})$, при $\alpha_1 < \alpha_2$, $d_{\text{расч}} = d_{\text{в}}$; l – длина трубы, м.

Трубы в трубных решетках размещают по вершинам равносторонних треугольников или по сторонам правильных шестиугольников, что одно и то же (ромбическое размещение), и по концентрическим окружностям. Ромбическое размещение при большом количестве трубок дает меньшие размеры трубной решетки.

Количество труб в трубных решетках рассчитывают по уравнениям:

$$\begin{cases} n = 3a(a-1) + 1 \\ b = 2a - 1 \end{cases} \quad (1.38)$$

где n – общее количество труб; b – количество труб на диагонали наибольшего шестиугольника; a – количество труб на стороне наибольшего шестиугольника;

Шаг труб S (расстояние между осями соседних труб) обычно выбирают равным $(1,3 \div 1,5)d_{\text{н}}$, но не меньше $d_{\text{н}} + 6$ мм.

Общее количество труб должно быть таким, чтобы a и b были целыми числами.

Внутренний диаметр корпуса аппарата рассчитывают по уравнениям:

– для одноходных аппаратов

$$D_{\text{в}} = S(b - 1) + 4d_{\text{н}}, \text{ мм} \quad (1.39)$$

или

$$D_{\text{в}} = 1,1S\sqrt{n}, \text{ мм} \quad (1.40)$$

– для многоходовых

$$D_{\text{в}} = 1,1S\sqrt{\frac{n}{\eta}}, \text{ мм} \quad (1.41)$$

где S – шаг труб; n – число труб; η – коэффициент заполнения трубной решетки, равный $0,6 \div 0,8$.

Расчетное значение диаметра корпуса округляют до ближайшего размера диаметра, рекомендуемого по ГОСТ.

Диаметры патрубков зависят от скорости и расхода теплоносителей и определяют по формуле

$$d_n = 1,125 \sqrt{\frac{G}{\rho w \tau}} \quad (1.42)$$

где G – расход (или количество) теплоносителя, кг/с; ρ – плотности теплоносителя, кг/м³; w – скорость теплоносителя в патрубке, м/с; τ – время, с.

Скорость теплоносителя в патрубках выбирают так, чтобы не было кавитационного режима течения, диаметр патрубка округляют до ближайшего значения, рекомендуемого ГОСТом.

Расстояние между трубными решетками (активная длина трубок)

$$l_1 = \frac{F}{\pi d_{\text{расч}} n z}, \quad \text{м}, \quad (1.43)$$

где n – число трубок в одном ходу; z – число ходов.

Длина трубок не должна превышать 6 м. В многоходовых аппаратах рекомендуется выбирать четное число ходов. Если при выборе многоходового теплообменника длина труб получается выше допустимой, необходимо изменить или диаметр, или скорость движения теплоносителя, или обе эти величины.

Шахматное $\frac{S_1}{d} = 1,5 \div 3,0$, $\frac{S_2}{d} = 1 \div 2,2$.

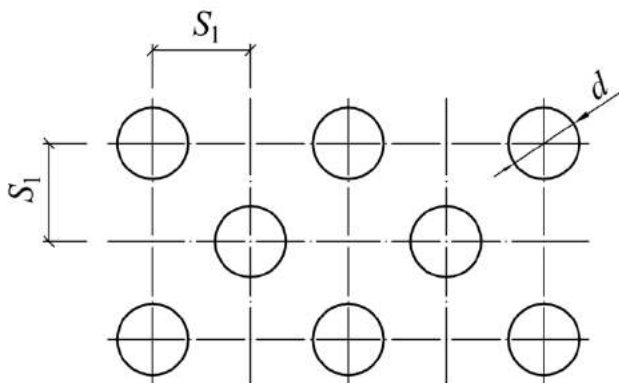


Рис.1.16.

Треугольное $S_1 = S_2$

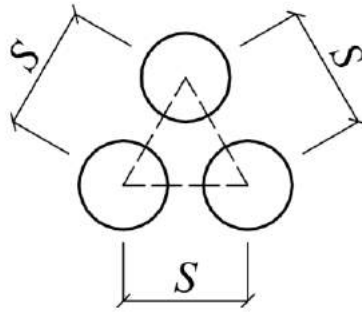


Рис.1.17.

Коридорное $\frac{S_1}{d} = 1,3 \div 2,0$, $\frac{S_2}{d} = 1,3 \div 2,0$.

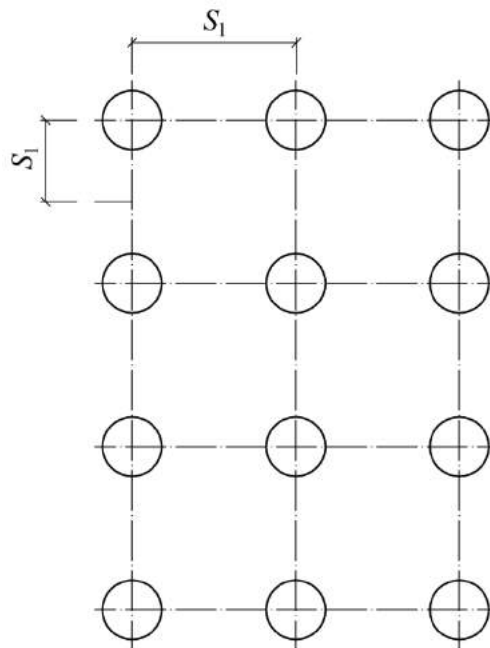


Рис.1.18.

По концентрическим окружностям

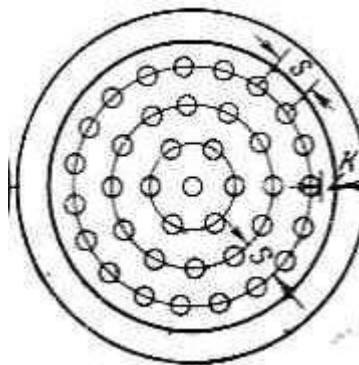


Рис.1.19.

Полная высота кожухотрубчатого теплообменника складывается из активной длины труб и высоты коллекторов

$$H = l_1 + 2h, \text{ мм}, \quad (1.44)$$

где h – высота коллектора. Высоту коллектора выбирают из конструктивных соображений равной $200 \div 400$ мм.

Для теплообменника типа «труба в трубе» задают поверхность теплообмена F , количество секций n , длину трубы одного элемента l_1 . Определяют длину трубы (задают количество параллельно работающих секций m)

$$l_1 = \frac{F}{\pi D_{\text{ср}} m}, \text{ м}. \quad (1.45)$$

Число элементов в каждой секции, если $l_1 = 3 \div 6$ м.

$$n = \frac{l}{l_1}, \text{ шт.} \quad (1.46)$$

Для змеевикового теплообменника исходными данными являются поверхность теплообмена F , наружный диаметр трубки d_n , из которой выполнен змеевик, диаметр витка змеевика $D_{\text{зм}}$ и расстояние между осями соседних витков S .

Определяют длину трубы, из которой навивается змеевик

$$l = \frac{F}{\pi d_n}, \text{ м}. \quad (1.47)$$

Длина одного витка змеевика

$$l_1 = \sqrt{\pi D_{\text{зм}}^2 + S^2}, \text{ мм}, \quad (1.48)$$

число витков змеевика $n = l/l_1$.

Для спирального теплообменника исходными данными для конструктивного расчета являются поверхность теплообмена F , ширина канала b , толщина листов δ и высота спиралей h .

Шаг спирали равен

$$S = b + \delta, \text{ мм}, \quad (1.49)$$

где $b = 6 \div 15$ мм; $\delta = 2 \div 8$ мм.

Каждый полувиток спирали строится по радиусам r_1 и r_2 , которые для первых витков равны:

$$r_1 = \frac{d}{2}, \text{ мм}, \quad r_2 = \frac{d}{2} + S, \text{ мм}, \quad (1.50)$$

где d – диаметр первого витка внутренней спирали (выбирается исходя из конструктивных соображений); $r_1 = 140 \div 150$ мм – радиус первого полувитка.

Центры, из которых производят построение спиралей, отстоят друг от друга на величину шага витка S .

Длина спирали при числе витков n равна:

$$l_0 = \pi(d - S)n + 2\pi S n^2, \text{ мм}. \quad (1.51)$$

Число витков спирали

$$n = \frac{S-d}{4S} + \sqrt{\left(\frac{S-d}{4S}\right)^2 + \frac{l_0}{2\pi S}}.$$

Наружный диаметр спирального теплообменника составляет

$$D = d + 2nS + \delta, \text{ м}. \quad (1.52)$$

Высота спиралей h принимается равной $375 \div 750$ мм.

1.10. Определение диаметров патрубков

Диаметры патрубков для входа и выхода теплоносителей определяют по формуле:

$$d = \sqrt{\frac{4V_{\text{сек}}}{\pi w}}, \quad \text{м}, \quad (1.53)$$

где $V_{\text{сек}}$ – секундный расход жидкости, пара или газа, $\text{м}^3/\text{с}$; w – скорость жидкости, пара или газа, $\text{м}/\text{с}$.

1.11 Поверочные расчеты теплообменных аппаратов

В практических условиях часто требуется определить конечные температуры теплоносителей в готовом или запроектированном теплообменном аппарате при заданных расходах теплоносителей и теплопроизводительности аппарата.

1.11.1 Теплопередача без изменения агрегатного состояния теплоносителей.

1 метод

Известными величинами в этом случае являются начальные температуры теплоносителей t'_1 и t'_2 , поверхность нагрева F , значение коэффициента теплопередачи k и значения водяных эквивалентов $W_1 = G_1 c_1$ и $W_2 = G_2 c_2$, искомыми же являются конечные температуры t''_1 и t''_2 , и количество переданной теплоты Q . Результат расчета зависит от схемы движения жидкостей.

При прямотоке теплоносителей их конечные температуры t''_1 и t''_2 могут быть определены по формулам теплопередачи:

$$\begin{cases} t''_1 = t'_1 - (t'_1 - t'_2)\Pi; \\ t''_2 = t'_2 + (t'_1 - t'_2)\Pi \frac{G_1 c_1}{G_2 c_2}; \end{cases} \quad (1.54)$$

Величину Π находят из соотношения

$$\Pi = \frac{1 - e^{-\left(1 + \frac{W_1}{W_2}\right) \frac{kF}{W_1}}}{\left(1 + \frac{W_1}{W_2}\right)}. \quad (1.55)$$

Для противотока конечные температуры теплоносителей определяют по формулам

$$\begin{cases} t''_1 = t'_1 - (t'_1 - t'_2)Z; \\ t''_2 = t'_2 + (t'_1 - t'_2) \frac{G_1 c_1}{G_2 c_2} Z; \end{cases} \quad (1.56)$$

Значения Z определяют из выражения

$$Z = \frac{1 - e^{-\left(1 - \frac{W_1}{W_2}\right) \frac{kF}{W_1}}}{1 - \frac{W_1}{W_2} e^{-\left(1 - \frac{W_1}{W_2}\right) \frac{kF}{W_1}}} \quad (1.57)$$

Расход теплоты, если известны конечные температуры, определяют в обоих случаях из уравнений теплового баланса (1.7) и (1.8).

Формулы (1.54) - (1.57) обладают тем недостатком, что они применимы лишь к двум наиболее простым схемам движения теплоносителей.

Кроме того, при выводе формул предполагается независимость теплоемкостей массового расхода теплоносителей от температуры, хотя это далеко не всегда отвечает действительности. Наконец, строго говоря, точно опреде-

лечь значение коэффициента теплопередачи, не зная конечных температур теплоносителей, нельзя. Поэтому весьма часто не удается использовать приведенные выше формулы для поверочного расчета. В таких случаях расчет ведут методом последовательных приближений. При этом задают конечные температуры и производят расчет в порядке приведенного выше конструкторского расчета. Если полученная в результате этого расчета поверхность нагрева совпадает с действительной, то расчет на этом заканчивается. Совпадение свидетельствует о том, что конечные температуры выбраны правильно. В противном случае расчет надо производить снова, задавшись другими значениями конечных температур.

2 метод

При проведении поверочного расчета заданными являются:

- площадь поверхности теплообмена F^* , м²;
- любая пара температур из набора $t'_1, t'_2; t''_1$ и t''_2 .

Расчет выполняют в следующей последовательности:

- задают значение еще одной концевой температуры, например, если заданы t'_2 и t''_1 , то задают значение t'_1 по условиям эксплуатации или технологии;
- определяют значение неизвестной концевой температуры (в нашем случае t''_2) из уравнения теплового баланса

$$G_1 \cdot c_{p1} \cdot (t'_1 - t'_2) = G_2 \cdot c_{p2} \cdot (t''_2 - t''_1); \quad (1.58)$$

- рассчитывают средний температурный напор $\Delta t_{\text{ср.пр}}$ противоточной схемы движения теплоносителей для значений температур $t'_1, t'_2; t''_1$ и t''_2 ;
- по графикам поправочных коэффициентов в зависимости от величин P и R определяют поправочный коэффициент ε_1 , учитывающий более низкую эффективность той схемы тока, которая реализована в рассматриваемом теплообменнике по сравнению с противотоком;
- определяют средний температурный напор

$$\Delta t_{\text{ср}} = \varepsilon_1 \cdot \Delta t_{\text{ср.пр}}; \quad (1.59)$$

– находят коэффициенты теплоотдачи: α_1 – от греющего теплоносителя к стенке, разделяющей теплоносители, Вт/(м²°С); α_2 – от стенки к – определяют коэффициент теплопередачи, отнесенный к площади F , Вт/(м²°С).

– по уравнению теплопередачи определяют требуемую для обеспечения температур t'_1, t'_2 ; t''_1 и t''_2 площадь F

$$F = G_1 \cdot c_{p1} \cdot (t'_1 - t''_1) / (k \cdot \Delta t_{cp}); \quad (1.60)$$

– определяют коэффициент запаса $c_F = \frac{F^*}{F}$;

– если $c_F > 1$, то расчет заканчивают;

– если $c_F < 1$, то назначают новые, скорректированные по результатам выполненного расчета значения конечных температур, и расчет повторяют вновь до получения $c_F > 1$.

1.11.2 Теплопередача при изменении агрегатного состояния теплоносителей

Если проходящая через аппарат жидкость нагревается за счет теплоты конденсации водяного пара, то характер изменения температуры жидкости по длине поверхности нагрева соответствует рис. 1.20.

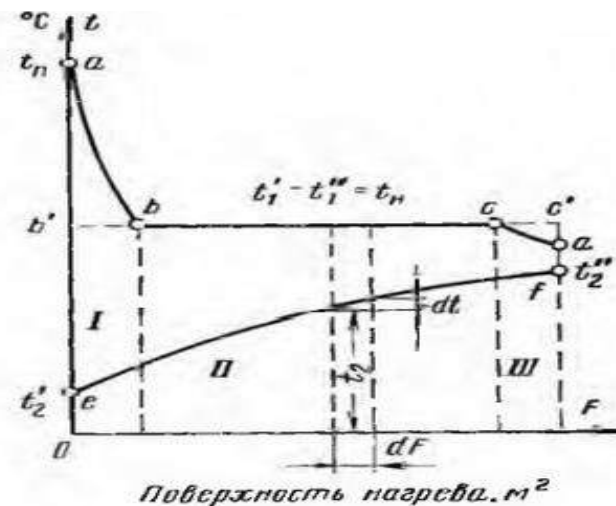


Рис.1.20. Изменение температур греющего пара и подогреваемой воды по поверхности теплообменника

1 - область перегретого пара; 11 - область насыщенного пара; 111 - область переохлажденного конденсата; abcd – кривая изменения температуры греющего теплоносителя; ef - кривая изменения температуры жидкости.

Уравнение этой кривой в координатах t и F можно составить, исходя из следующих соображений. При перемещении жидкости G , кг/с, вдоль элементарной поверхности нагрева dF ее температура изменяется на величину dt . Количество теплоты, передаваемое от конденсирующегося пара к жидкости через эту элементарную поверхность, может быть выражено уравнением

$$dQ = G_2 \cdot c_2 dt = k(t_H - t_2)dF \quad (1.61)$$

где t_H – температура насыщения пара.

Разделив переменные и проинтегрировав обе части уравнения в соответствующих пределах, получим:

$$\int_0^F \frac{k dF}{G_2 c_2} = \int_{t_2'}^{t_2''} \frac{dt}{t_H - t_2},$$

или

$$\frac{kF}{G_2 c_2} = \ln \frac{t_H - t_2'}{t_H - t_2''}$$

Из этого равенства определяют конечную температуру жидкости:

$$t_2'' = t_H - (t_H - t_2') e^{-\frac{kF}{G_2 c_2}} \quad (1.62)$$

Для случая кипения жидкости за счет теплоты горячего газа или горячей жидкости по аналогии с предыдущим имеем уравнение

$$dQ = -G_1 c_1 dt = k(t_1 - t_H)dF \quad (1.63)$$

Знак минус перед членами, содержащими dt , поставлен потому, что приращения dt и dF имеют разные знаки. Из уравнения (1.63) аналогично предыдущему определяется конечная температура греющей жидкости или газа:

$$t_1'' = t_H + (t_1' - t_H) e^{-\frac{kF}{G_1 c_1}} \quad (1.64)$$

Промежуточные значения температур определяют путем подстановки в выражения для конечных температур соответствующих значений F . Наименьшее давление пара, при конденсации которого возможен нагрев жидкости или газа до желаемой температуры t_2'' , определяется исходя из того, что температура насыщения t_H , соответствующая этому давлению, должна быть больше, чем t_2'' , на некоторую величину δt .

1.12. Интенсификация теплообмена в трубчатых теплообменниках

Следствием интенсификации процессов теплообмена является увеличение коэффициента теплопередачи, который при чистых поверхностях теплообмена определяется коэффициентами теплоотдачи со стороны греющего и нагреваемого теплоносителей. Во многих случаях физико-химические свойства применяемых теплоносителей существенно различаются, не одинаковы их давление и температура, коэффициенты теплоотдачи. Так, значение коэффициента теплоотдачи со стороны воды $\alpha = 2000 \div 7000 \text{ Вт}/(\text{м}^2\text{°С})$, со стороны газового теплоносителя $\alpha \leq 200, \text{ Вт}/(\text{м}^2\text{°С})$, для вязких жидкостей $\alpha = 100 \div 600 \text{ Вт}/(\text{м}^2\text{°С})$. Очевидно, что интенсификация теплоотдачи должна осуществляться со стороны теплоносителя, имеющего малое значение коэффициента теплоотдачи. При одинаковом порядке значений коэффициентов теплоотдачи теплоносителей интенсификация теплоотдачи может осуществляться с обеих сторон поверхности теплообмена, но с учетом эксплуатационных и технических возможностей.

Обычно интенсификация теплоотдачи связана с ростом затрат энергии на преодоление увеличивающихся гидравлических сопротивлений. Поэтому одним из главных показателей, характеризующих целесообразность интенсификации теплоотдачи в теплообменниках, является ее энергетическая эффективность. Повышение интенсивности теплоотдачи должно быть соизмеримо с увеличением гидравлических сопротивлений.

Применяют следующие основные способы интенсификации теплообмена:

- конструирование шероховатых поверхностей и поверхностей сложной формы, способствующих турбулизации потока в пристенном слое;
- использование турбулизирующих вставок в каналах;
- увеличение площади поверхности теплообмена путем оребрения;
- воздействие на поток теплоносителя электрическим, магнитным и ультразвуковым полями;

- турбулизацию пристенного слоя путем организации пульсаций скорости набегающего потока и его закрутки;
- механическое воздействие на поверхность теплообмена путем ее вращения и вибрации;
- применение зернистой насадки как в недоожигенном, так и в псевдоожигенном состоянии;
- добавление в теплоноситель твердых частиц или газовых пузырьков.

Возможность и целесообразность применения того или иного способа интенсификации для конкретных условий определяются техническими возможностями и эффективностью этого способа. Одним из наиболее широко используемых способов интенсификации теплообмена (повышения теплового потока) является оребрение наружной поверхности труб при условии направления в межтрубное пространство теплоносителя с низким значением коэффициента теплоотдачи.

1.13 Теплообменные аппараты с электрообогревом

Несмотря на многочисленные преимущества электрообогрева по сравнению с другими видами нагрева, в настоящее время в промышленной теплоэнергетике намечается тенденция к сдерживанию расхода электрической энергии на тепловые нужды. Объясняется такая тенденция достаточно просто. Коэффициент полезного использования органического топлива (из которого получается большая часть производимой электрической энергии) составляет $12,5 \div 17,5\%$ (если принимать к.п.д. тепловой электрической станции $25 \div 33\%$, а суммарный к.п.д. электротермической установки 50%). Таким образом, при преобразовании химической энергии топлива в электрическую, а затем в тепловую более 80% химической энергии топлива тратится впустую, что недопустимо, если учитывать ограниченность запасов топлива.

Преимущества электрообогрева. Электрический обогрев применяется во многих отраслях промышленности вследствие следующих неоспоримых преимуществ перед нагревательными установками других типов:

- быстрота включения и выхода на номинальную мощность;
- возможность выделения большой тепловой мощности в малом объеме и достижения высокого уровня температуры;
- простота регулирования температурного режима при высокой степени равномерности нагрева;
- возможность герметизации рабочего объема, а следовательно, создания в нем избыточного давления, вакуума или защитной атмосферы;
- компактность электрических нагревателей;
- удобство механизации и автоматизации работы;
- улучшение условий труда.

Выбор экономичного теплоносителя для теплоиспользующих установок определяется сравнением расходов топлива, необходимых для получения единицы количества теплоты, передаваемой потребителю. При электрическом обогреве удельный расход топлива B в килограммах на единицу продукции определяют по формуле:

$$B = \frac{\mathcal{E}}{\eta_y \eta_{\mathcal{E}} \cdot 29300}, \quad (1.65)$$

где \mathcal{E} – теоретический удельный расход электроэнергии на единицу продукции, кДж; η_y – суммарный к. п. д. электротермической установки (составляет обычно около 50%); $\eta_{\mathcal{E}}$ – к. п. д. тепловой электрической станции (принимается равным 25 ÷ 35%); 29300 – теплота сгорания условного топлива, кДж/кг.

Электрический нагрев применяется для обогрева помещений в зданиях, для приготовления пищи, для нагревания воды и воздуха в электронагревателях и калориферах, для получения пресной воды в выпарных аппаратах, опреснителях и дистилляторах, для обезвоживания материала в сушильных установках, для производства пара в электрокотлах (в настоящее время, как правило, ограниченной мощности), в нагревательных и плавильных печах и для многих других целей.

Способы электронагрева. Электрическая энергия превращается в теплоту одним из следующих четырех способов:

- в электронагревателях сопротивления;
- в электродуговых печах;
- в установках индукционного нагрева;
- в печах и установках диэлектрического нагрева.

Электронагревательные установки сопротивления электрическую энергию превращают в теплоту в нагревательных элементах, выполненных из высокоомных жаростойких материалов (печи сопротивления косвенного действия) или непосредственно в нагреваемой среде – в твердом теле или в электропроводной жидкости – под воздействием протекающего по этой среде электрического тока (установки прямого нагрева).

В дуговых электропечах преобразование электрической энергии в тепловую происходит в электрической дуге. Различают дуговые печи прямого и косвенного действия. В первых дуга стабилизируется между электродом и нагреваемым материалом, в печах косвенного действия дуга стабилизируется между двумя электродами. Теплота, излучаемая столбом дуги, передается нагреваемому материалу. Температура дуги достигает $5000 \div 5500^\circ \text{C}$.

Принцип действия установок и печей индукционного нагрева основан на выделении теплоты в нагреваемом теле индуктированным в нем током.

В установках и печах диэлектрического нагрева выделение теплоты в нагреваемом теле происходит под воздействием токов смещения, возникающих в теле при помещении его в быстро изменяющееся электрическое поле. Нагреваемое тело должно быть полупроводником или диэлектриком и служит конденсатором, к обкладкам которого подводится ток частотой $10^6 \div 10^9$ Гц и напряжением $6 \div 10$ кВ.

Наибольшее распространение в промышленной теплоэнергетике имеют электрические нагреватели сопротивления и индукционные нагреватели.

1.13.1 Электрические нагреватели сопротивления

Муфельные электропечи. Печная камера выполнена из кирпича; стенки камеры имеют каналы из жаростойкого материала, в которых проложены проволочные или ленточные спирали.

Муфельный электронагревательный котел изображен на рис. 1.21.

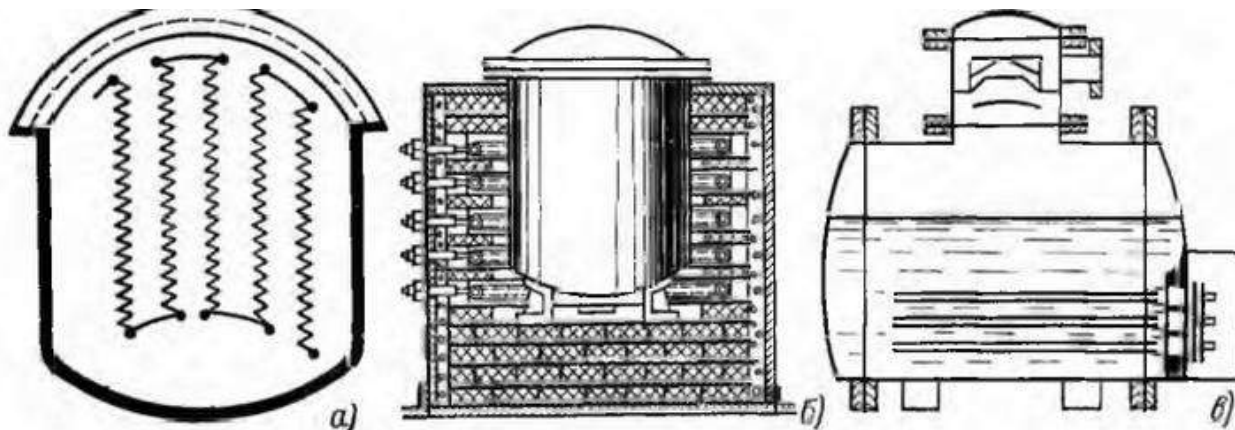


Рис.1.21 Электронагреватели сопротивления

а – электронагреватели в масляной рубашке; б – электронагреватели в муфельной печи; в – трубчатые электронагреватели (ТЭН) в опреснителе.

Сосуд с жидкостью установлен в печной камере. Электронагреватели, выполненные в виде спирали, уложены в каналах стенок печной камеры. Высокие температуры в таких печах достигаются быстро. Муфельные печи удобны в обслуживании, компактны и нашли поэтому широкое применение в химической промышленности.

Установки с трубчатыми нагревательными элементами (рис. 1.22,в). В отличие от электронагревательных элементов, для которых в качестве электроизоляционных материалов применяют керамику, слюду и миканит. Современные трубчатые электрические нагреватели (рис. 1.22) представляют собой металлический патрон (обычно трубу из латуни, меди, углеродистой стали или аустенитной хромоникелевой стали X18H10T), внутри которого запрессована в наполнителе спираль из нихромовой проволоки. В качестве наполнителя применяют кварцевый песок, окись алюминия (электрокорунд), плавленную окись магния (периклаз) и другие материалы.

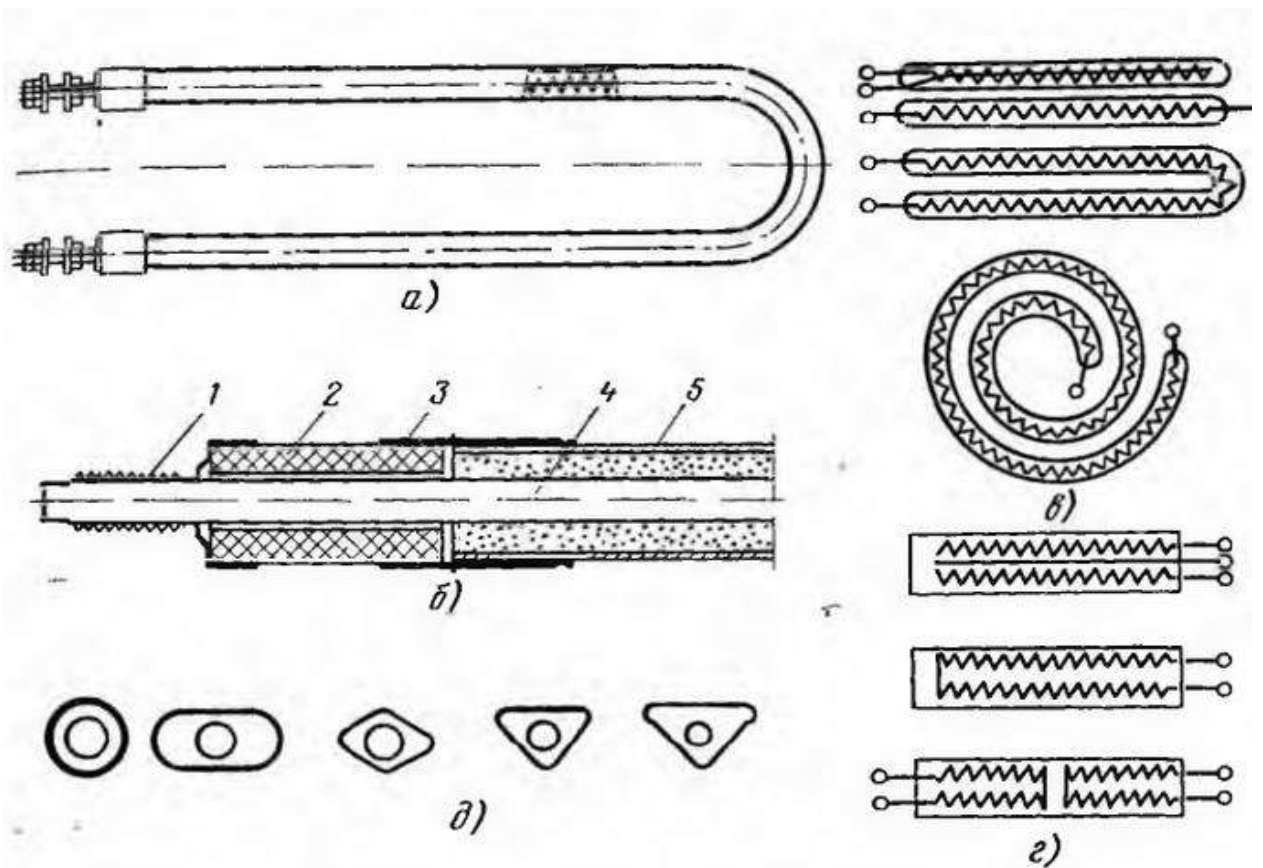


Рис.1.22. Трубчатый электрический нагревательный элемент

а – общий вид U-образного нагревательного элемента; *б* – герметический наконечник элемента; *в* – схемы односпиральных элементов; *г* – схемы соединения двухспиральных элементов; *д* – поперечное сечение активной части трубки элемента; 1 – колпачок с резьбой; 2 – фарфоровая втулка; 3 – металлическая втулка; 4 – контактный стержень; 5 – трубка.

Наполнитель служит, с одной стороны, электроизоляцией спирали от металлической трубы, а с другой - проводником теплоты.

Трубчатые электронагреватели (ТЭН) изготовляют одно- и двухспиральными. Спирали выполняют из нихромовой проволоки диаметром 0,2 ÷ 1,6 мм; их располагают в трубе диаметром 7 ÷ 19 мм. Между трубой и спиралью засыпают наполнитель в виде порошка одного из указанных выше материалов. Для уплотнения наполнителя трубу обсаживают на меньший диаметр (например, с 14 на 11,8 мм).

В готовом виде сечение труб может быть круглым, треугольным или ромбическим (рис. 1.22, б, д); для радиационного обогрева теплоотдающую поверхность трубы делают специально уширенной; в газовых и воздушных

электронагревателях на трубу насаживают ребра. Освоено также изготовление ТЭН в виде кабелей - нагревателей с монолитной жилой из константана и с магнетитовой изоляцией. Такие кабели закладывают в полы, стены и потолки жилых помещений для обогрева, в покрытия дороги мостов, взлетных площадок аэродромов для защиты их от обледенения.

Трубчатый электронагреватель выгодно отличается от других электрических нагревателей. Его патрон практически герметичен, что обеспечивает малую окисляемость электроспирали; плотная набивка наполнителя предохраняет спираль от разрушений при ударах и вибрациях патрона. Большая теплопроводность и жаростойкость наполнителя обеспечивает высокую удельную теплопроизводительность ТЭН в сравнении со спиралью, укладываемыми в слюду, миканит и другие электроизоляционные материалы. Возможность погружения ТЭН в жидкости и в расплавы устраняет потери в окружающую среду и тем самым повышает их к.п.д. Срок службы ТЭН превышает 5 ÷ 8 лет.

1.13.2 Расчет электронагревателей сопротивления

По закону Джоуля мощность теплового потока Q , Вт, выделяющегося при прохождении тока через проводник, пропорциональна сопротивлению проводника и квадрату силы тока:

$$Q = \alpha F \Delta t = RI^2 \quad (1.66)$$

где R – сопротивление, Ом, I – сила тока, А.

Электрическая мощность нагревателя N , Вт, выражается равенством

$$N = RI^2 = IU. \quad (1.67)$$

Расход теплоты за τ , ч, в джоулях

$$Q' = N\tau \quad (1.68)$$

При заданном расходе теплоты Q' необходимая мощность электронагревателя, Вт, с учетом потерь $\eta = 0,95$ составит:

$$N = \frac{Q'}{0,95\tau} \quad (1.69)$$

При известной температуре проводника t электрическое сопротивление R_t можно найти по формуле

$$R_t = R_0[1 + \alpha(t - t_0)], \quad \text{Ом} \quad (1.70)$$

где R_0 – сопротивление проводника при нормальной температуре t_0 ; α – температурный коэффициент (берется по таблицам).

Сопротивление проводника можно выразить также равенством

$$R_t = \rho \frac{l}{F} = \frac{\rho}{l^2} Q \quad \text{Ом} \quad (1.71)$$

где ρ – удельное сопротивление, Ом·мм²/м; l – длина проводника, м; F – поперечное сечение проводника, мм².

Электронагреватели могут работать на постоянном и на переменном токе (однофазном или трехфазном) при различных напряжениях. Мощность установки можно изменять переключением секций.

Подбор ТЭН для электронагревательных установок производят в следующем порядке. По необходимой полезной теплоте и тепловым потерям определяют требуемое количество теплоты от нагревателя, кВт:

$$Q_{\text{полн}} = G_M c_M (t_M'' - t_M') + Q_5, \quad (1.72)$$

где Q_5 – потери теплоты в окружающую среду, Вт.

По заданному времени процесса и по тепловой нагрузке определяют полную мощность нагревателя, Вт:

$$N_{\text{полн}} = \frac{Q_{\text{полн}}}{T} \quad (1.73)$$

В полную теплоту для нагрева могут входить составляющие, учитывающие скрытую теплоту плавления или парообразования или теплоту химической реакции. Расчет тепловых потерь Q_5 следует производить по рекомендациям курса «Теплопередача». В случае погружения электронагревателя в нагреваемый материал его к. п. д. равен единице.

Выбрав по табл. 1.5 значение удельной мощности σ , Вт/см², для проектируемого аппарата, можно определить активную поверхность нагревателя, см², и его активную длину, м:

$$F_{\text{акт}} = \frac{N_{\text{полн}}}{\sigma}; \text{см}^2 \quad (1.74)$$

$$L_{\text{акт}} = \frac{F_{\text{акт}}}{\Pi} = \frac{N_{\text{полн}}}{\sigma} \cdot 10^2, \text{см} \quad (1.75)$$

где Π – периметр трубы нагревателя, см.

Наиболее распространенные в настоящее время в технологических аппаратах ТЭН рассчитывают на основе экспериментальных данных по удельной электрической мощности.

Контрольные вопросы

1. Назовите виды теплоносителей.
2. Какие устройства называют теплообменными аппаратами.
3. Дайте определение рекуперативного теплообменника.
4. Назовите виды рекуперативных аппаратов поверхностного типа.
5. Какова цель конструкторского расчета теплообменников.
6. Какова цель поверочного расчета теплообменников.
7. Назовите основные физические параметры рабочих сред в теплообменных аппаратах.
8. Какие скорости движения теплоносителей выбирают при проектировании теплообменных аппаратов.
9. Напишите общий вид уравнения теплового баланса теплообменных аппаратов.
10. Изобразите характерные схемы движения теплоносителей в теплообменных аппаратах.
11. Напишите формулу для определения средней разности температур при прямотоке и противотоке.
12. От каких величин зависит коэффициент теплопередачи в теплообменных аппаратах.
13. От каких величин зависит площадь поверхности теплообмена в теплообменниках.

14. Назовите основные виды размещения труб в трубных решетках в кожухотрубных аппаратах.
15. Есть ли предел увеличения скорости движения теплоносителей в теплообменных аппаратах.
16. Перечислите преимущества электронагрева перед другими способами подвода теплоты.
17. Назовите основные способы нагрева с помощью электроэнергии.
18. Перечислите достоинства ТЭН.

2. ТЕПЛООБМЕННЫЕ АППАРАТЫ СМЕШИВАЮЩЕГО ТИПА (КОНТАКТНЫЕ)

В вентиляционном процессе постоянно происходит переход влажного воздуха из одного состояния в другое. Воздух, подаваемый в помещения приточной вентиляцией, предварительно подвергают обработке в специальных камерах. Ему придают определенные кондиции (параметры) нагреванием или охлаждением, осушкой или увлажнением, а также смешиванием воздушных масс различного состояния. Приточный воздух имеет параметры, отличные от воздуха помещения. В связи с этим, вытесняя загрязненный воздух помещения и перемешиваясь с ним, приточный воздух способен ассимилировать избыточную теплоту, влагу или подогреть и увлажнить воздух помещения.

Составленную $i-d$ диаграмму используют при расчетах вентиляции, кондиционирования, сушки и других процессов изменения состояния влажного воздуха. В $i-d$ диаграмме графически связаны все параметры, определяющие тепло-влажностное состояние воздуха: i, d, t, φ, p_n .

Диаграмма $i-d$ построена в косоугольной системе координат. Такая система позволяет расширить на диаграмме область ненасыщенного влажного воздуха, что делает диаграмму удобной для графических построений. По оси ординат отложены значения энтальпии i , кДж/кг влажного воздуха, отнесенные к 1 кг сухой части, по оси абсцисс, направленной под углом 135° к оси

i , отложены значения влагосодержания d – массы влаги содержащейся в 1 кг сухого воздуха, г/кг. На поле диаграммы нанесены линии постоянных значений температуры $t = \text{const}$ и линии постоянных значений относительной влажности φ . Внизу расположен график, имеющий самостоятельное значение. Он связывает влагосодержание d г/кг, с парциальным давлением (упругостью) водяного пара $p_{\text{п}}$, кПа. Все поле диаграммы разделено на две части линией $\varphi = 100\%$, соответствующей состоянию полного насыщения воздуха водяным паром. Выше этой линии расположена область влажного воздуха. Ниже – область воздуха, находящегося в перенасыщенном состоянии (образование тумана, микрокапельки воды во взвешенном состоянии), которая обычно в расчетах мало используется.

Каждая точка в поле верхней части диаграммы соответствует определенному тепловлажностному состоянию воздуха. Положение точки может быть определено любыми двумя из пяти ($i, d, t, \varphi, p_{\text{п}}$) параметров состояния. Остальные три могут быть определены по $i-d$ диаграмме как производные.

Диаграмма удобна не только для определения параметров состояния воздуха, но и для построений изменения его состояния при нагревании, охлаждении, увлажнении, осушке, смешении и сочетании этих процессов.

Пользуясь $i-d$ диаграммой, легко получить еще два очень важных параметра тепловлажностного состояния воздуха: температуру точки росы $t_{\text{т.р.}}$ и температуру мокрого термометра $t_{\text{м.т.}}$.

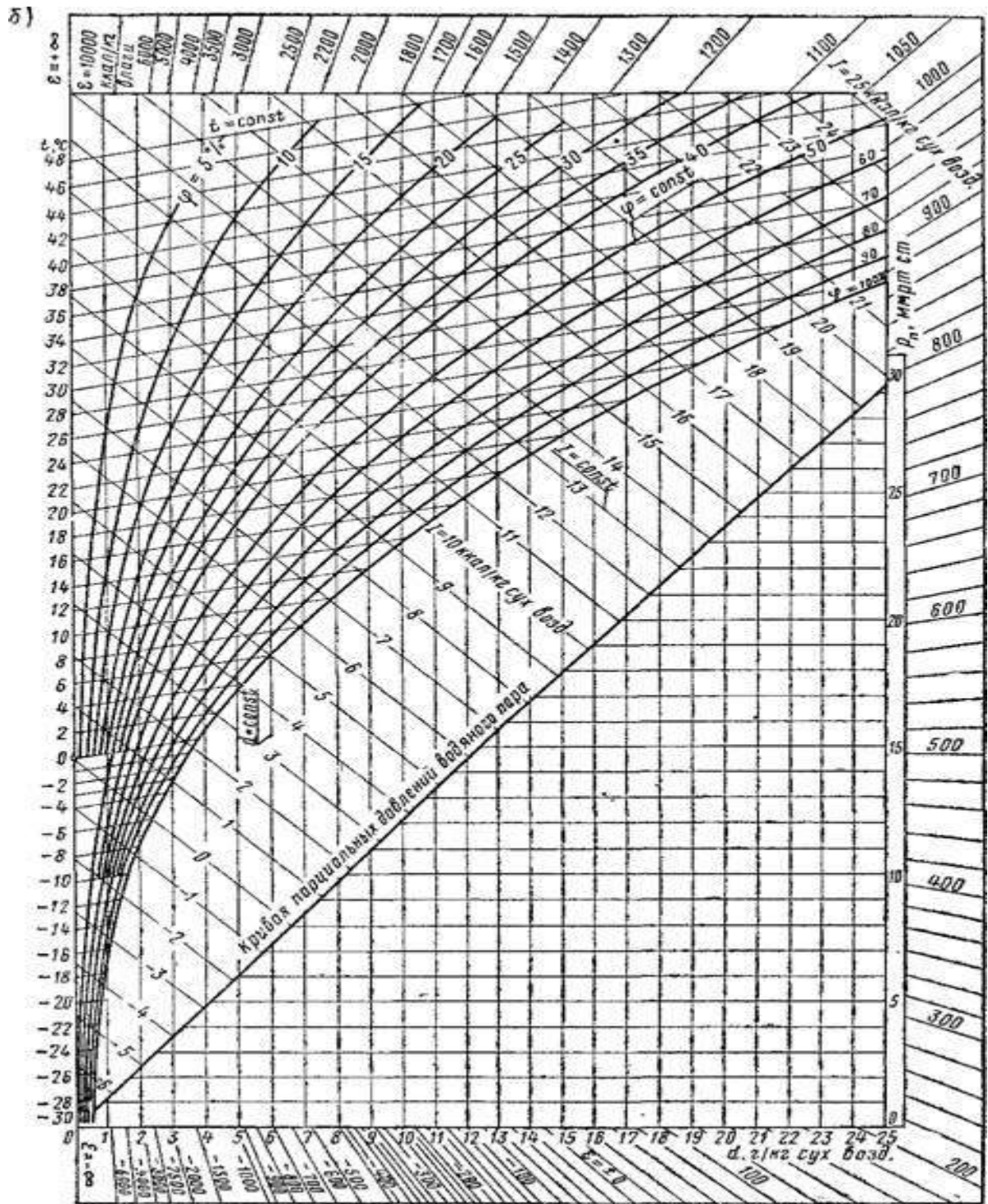


Рис.2.1. Диаграмма $i-d$ тепловлажностного состояния воздуха

Температура точки росы $t_{т.р}$ соответствует температуре воздуха, насыщенного водяными парами, при данном влагосодержании. Для получения этой температуры нужно в $i-d$ диаграмме от точки, соответствующей данному состоянию воздуха, провести линию $d = \text{const}$ до пересечения с кривой $\varphi = 100\%$. Проходящая через точку пересечения линия $t = \text{const}$ будет соответствовать значению $t_{т.р}$.

Температура мокрого термометра равна температуре воздуха, насыщенного водяными парами, при данной энтальпии. В $i-d$ диаграмме значению $t_{\text{м.т.}}$ соответствует линия $t = \text{const}$, проходящая через точку пересечения линии $i = \text{const}$ при данном состоянии воздуха с кривой $\varphi = 100\%$. На рис.2.2 приведены построения для определения этих температур при состоянии воздуха, соответствующем на $i-d$ диаграмме точке А. Кроме параметров тепловлажностного состояния свойства воздуха также определяют содержание в нем вредных газов, паров и пыли. Содержание вредных газов и паров в литрах обычно относят к 1 м^3 воздуха, а в обозначении их концентрации приводят индекс, указывающий наименование примеси. Содержание пыли в воздухе обычно измеряют в миллиграммах на 1 м^3 воздуха.

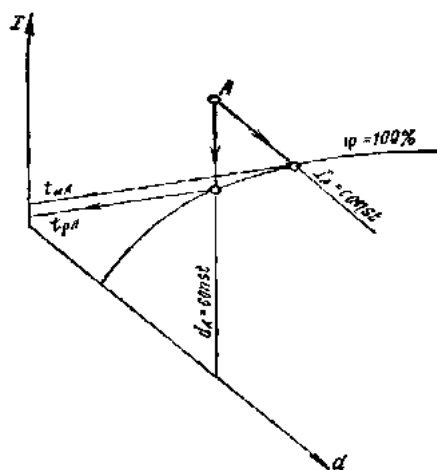


Рис 2.2. Определение по $i-d$ диаграмме температуры мокрого термометра $t_{\text{м.т.А}}$ и температуры точки росы $t_{\text{т.р.А}}$ при состоянии воздуха, присущем точке А

Процессы нагревания и охлаждения. Простейшим является процесс нагревания, при котором воздух получает только так называемое явное, или сухое тепло в результате контакта с сухой нагретой поверхностью. В этом процессе влагосодержание воздуха остается неизменным, поэтому в $i-d$ диаграмме процесс нагревания прослеживается снизу вверх по линиям $d = \text{const}$. Если воздух с параметрами точки 1 (t_1, φ_1) нагревать в калорифере, то этот процесс изобразится прямой, проведенной вертикально вверх из точки 1 по линии $d_1 = \text{const}$ (Рис.2.3). Чем больше теплоты передается воздуху, тем больше он нагревается и тем выше по линии $d_1 = \text{const}$ будет расположена точка, соответствующая конечному состоянию нагретого воздуха. Это может

ха. В этом процессе энтальпия воздуха остается неизменной. В $i-d$ диаграмме этот процесс можно проследить по линиям $i = \text{const}$ (рис.2.4) Если воздух, состояние которого соответствует точке 1, будет находиться в контакте с водой, имеющей температуру мокрого термометра $t_{\text{м.т.1}}$, то его состояние будет изменяться по линии $i_1 = \text{const}$, например до точки 2, если воздух ассимилирует Δd_1 влаги на 1 кг сухой части воздуха. Предельное состояние воздуха в этом процессе соответствует его насыщению влагой в точке 3 пересечения луча процесса с кривой $\phi = 100\%$.

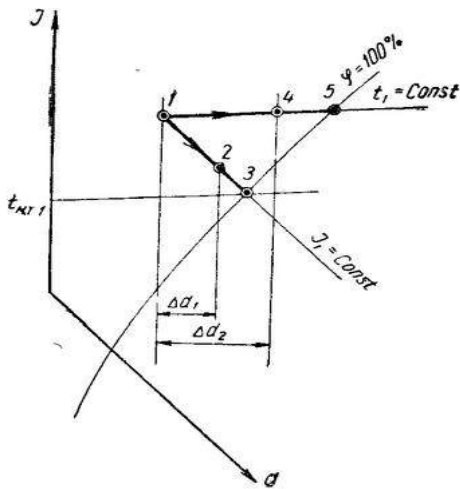


Рис.2.4. Изображение по $i-d$ диаграмме процессов адиабатического и изотермического увлажнения

В вентиляции часто используют способ адиабатического увлажнения воздуха. Для этого в оросительной камере разбрызгивают одну и ту же воду, забираемую её из поддона. Вода, непрерывно находясь в контакте с воздухом, имеет температуру, близкую к температуре мокрого термометра. Она в небольшой части (около 3%) испаряется и увлажняет воздух, проходящий через камеру. Реальный луч процесса несколько отклоняется от линии $i = \text{const}$, но это отклонение незначительно. Увлажнение воздуха в камере орошения практически протекает до $\phi = 90 \div 95 \%$.

Процесс адиабатического увлажнения по линии $i = \text{const}$ может быть приближенно рассчитан по формуле

$$\Delta t / \Delta d = 2.45, \quad (2.1)$$

где Δt – изменение температуры воздуха, °С, при изменении его влагосодержания на Δd , г/кг.

Процесс изотермического увлажнения. Если в воздух подавать пар, имеющий температуру воздуха по сухому термометру, то воздух будет увлажняться, не изменяя своей температуры. Процесс изотермического увлажнения воздуха паром в $i-d$ диаграмме можно проследить по линиям $t = \text{const}$. При подаче пара в воздух с параметрами, определяемыми точкой 1 (рис.2.4), его состояние будет изменяться по линии $t_1 = \text{const}$. После увлажнения его состояние может соответствовать произвольной точке на этой изотерме, например точке 4 при ассимиляции Δd_2 влаги (рис.2.4). При увлажнении воздуха паром с температурой t_1 его предельное состояние будет соответствовать точке 5 пересечения линии $t_1 = \text{const}$ с линией $\phi = 100\%$.

В вентиляционной практике используют способ увлажнения воздуха острым паром. В этом случае пар обычно имеет температуру более 100°C , но это почти не изменяет направления луча процесса. В текстильном производстве применяют способ местного доувлажнения. В воздухе помещения пневматическими форсунками распыляют воду, мелкие капли которой полностью испаряются, находясь во взвешенном состоянии в воздухе. На адиабатическое испарение капель расходуется избыточная теплота помещения. В результате температура воздуха помещения остается неизменной, поэтому можно считать, что такой процесс местного доувлажнения идет по линии, соответствующей изотерме помещения.

Реальные процессы увлажнения воздуха паром при их изображении в $i-d$ диаграмме могут отклоняться от линии $t = \text{const}$, но эти отклонения обычно незначительны.

Процесс изотермического увлажнения, идущий по линии $t = \text{const}$, можно приближенно рассчитывать по формуле

$$\Delta i / \Delta d = 2,53 \quad , \quad (2.2)$$

где Δi – изменение энтальпии воздуха, кДж/кг, при изменении его влагосодержания на Δd , г/кг.

Политропный процесс тепло- и влагообмена. Изменение состояния воздуха в вентиляционном процессе часто связано с одновременным поступ-

лением в воздух или отбором от него теплоты и влаги. Такое изменение состояния воздуха происходит в помещениях, где одновременно выделяются явная теплота и водяной пар, а также в специальных установках, где воздух одновременно охлаждается и осушается, и во многих других случаях. При произвольном соотношении ассимилированных количеств теплоты и влаги изменение состояния воздуха можно изобразить в $i-d$ диаграмме линиями, имеющими то или иное направление. Если потоку воздуха, содержащему сухую часть в количестве G , кг/ч, передать Q , Вт, теплоты и W , кг/ч, влаги, то его энтальпия изменится на Δi , кДж/кг:

$$Q = G\Delta i, \quad (2.3)$$

а влагосодержание – на Δd , кг/кг

$$W = G\Delta d \quad (2.4)$$

Отношение правых и левых частей уравнений (2.3) и (2.4) есть показатель направления луча процесса изменения состояния воздуха в $i-d$ диаграмме, обычно обозначаемый ε , т.е.

$$\frac{Q}{W} = \frac{\Delta i}{\Delta d} = \varepsilon \quad (2.5)$$

Отношение Q к W в этом уравнении связано с определенным отношением Δi к Δd . Последнее соответствует приращениям ординаты и абсциссы в $i-d$ диаграмме, а поэтому их отношение определяет угол наклона прямой, по которой будет протекать процесс изменения состояния воздуха. Эта прямая называется *лучом процесса*, а ее угол наклона к оси абсцисс определяет *показатель направления* или *угловой коэффициент* луча процесса ε .

Если на $i-d$ диаграмме провести два параллельных между собой отрезка 1-2 и 3-4, то, как это видно из подобия треугольников (Рис.2-5), для них будут одинаковыми отношения

$$\frac{\Delta i_{1-2}}{\Delta d_{1-2}} = \frac{\Delta i_{3-4}}{\Delta d_{3-4}}, \quad (2.6)$$

а, следовательно, и показатель направления луча процесса ε . Отсюда можно сделать вывод, что одному и тому же углу наклона прямой в $i-d$ диаграмме

соответствуют процессы изменения тепловлажностного состояния воздуха с одним и тем же количеством ассимилированной теплоты Q на 1 кг ассимилированной влаги W .

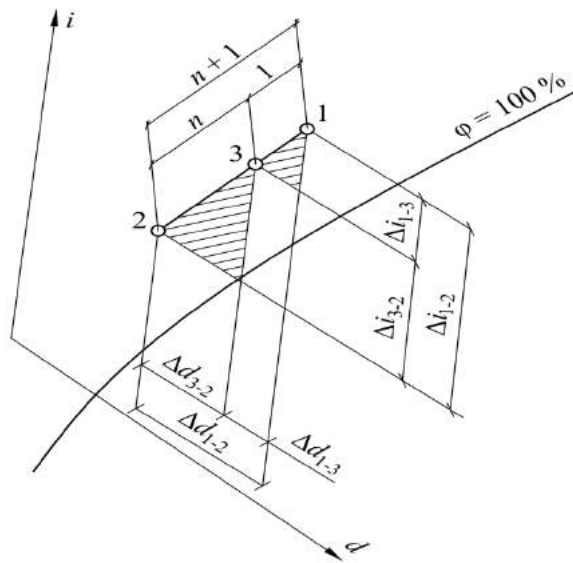


Рис.2.5. К определению показателя ϵ направления луча процесса изменения тепловлажностного состояния воздуха в $i-d$ диаграмме

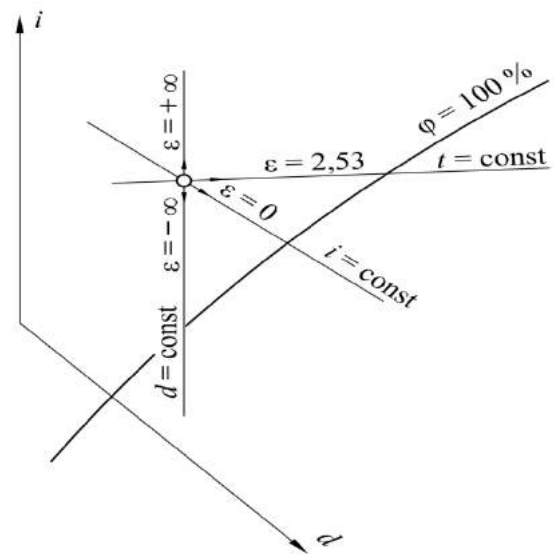


Рис.2.6. Значения показателя ϵ направления лучей характерных процессов изменения тепловлажностного состояния воздуха в $i-d$ диаграмме

Для удобства построений на $i-d$ диаграмме обычно применяют угловые масштабы. По границам диаграммы (рис. 2.1) нанесены деления с указанием значений ϵ . Для нахождения положения определенного луча процесса нужно деление с соответствующим численным значением ϵ соединить с нулем отсчета на оси ординат. И, наоборот, если в $i-d$ диаграмме нанесены и соединены линией точки, соответствующие начальному и конечному состоянию воздуха, то направление луча процесса изменения состояния воздуха можно определить, проведя параллельную этой линии прямую через начало координат. Отсчет ϵ нужно снять по делению, через которое пройдет эта параллельная прямая.

Изменения состояния воздуха в помещении при его обработке в оросительной камере и во всех других случаях сводятся к изменению его энтальпии и влагосодержания. Зная начальное состояние воздуха, количество G его сухой части, полные тепlopоступления Q и влагопоступления W в воз-

дух, можно, пользуясь показателем ε и $i-d$ диаграммой, определить конечные параметры воздуха. В другом случае неизвестным, при прочих известных данных, может быть: количество воздуха или полное количество теплоты, или количество влаги и т.д. Политропический процесс с произвольным показателем ε включает в себя все возможные процессы изменения тепловлажностного состояния воздуха. Нетрудно видеть (рис.2.6), что изовлажностный процесс нагревания соответствует значению

$$\varepsilon = \frac{+\Delta i}{0} = +\infty \quad (2.7)$$

Изовлажностный процесс охлаждения

$$\varepsilon = \frac{-\Delta i}{0} = -\infty \quad (2.8)$$

Процесс адиабатического увлажнения имеет

$$\varepsilon = \frac{0}{+\Delta d} = 0 \quad (2.9)$$

Величина ε для изотермического процесса

$$\varepsilon = \Delta i / \Delta d = 2,53 \text{ Дж/кг} \quad (2.10)$$

Произвольное значение ε в политропическом процессе приближенно можно рассчитать, пользуясь формулой

$$\Delta t / \Delta i = 0.98 \cdot 2.45 / \varepsilon \quad (2.11)$$

Процесс смешивания. В вентиляционном процессе часто к наружному воздуху, подаваемому в помещение, подмешивается внутренний (происходит рециркуляция внутреннего воздуха). Возможны и другие случаи, связанные со смешиванием масс воздуха разного состояния. Процесс смешивания воздуха в $i-d$ диаграмме изображается прямой, соединяющей точки, соответствующие состоянию смеси, всегда располагается на этой прямой и делит ее на отрезки, обратно пропорциональные смешиваемым количествам воздуха. Если смешать воздух в количестве G_1 , состояние которого соответствует точке 1 (Рис.2.7), с воздухом в количестве $G_2 = G_1/n$, состояние которого соответствует точке 2, точка смеси 3 разделит отрезок 1-2 или его проекции Δi_{1-2} и

Δd_{1-2} на части 1-3 и 3-2 или Δi_{1-3} , Δi_{3-2} и Δd_{1-3} , Δd_{3-2} , отношение которых будет равно:

$$\frac{1-3}{3-2} = \frac{\Delta i_{1-3}}{\Delta i_{3-2}} = \frac{\Delta d_{1-3}}{\Delta d_{3-2}} = \frac{G_2}{G_1} = \frac{G_1}{nG_1} = \frac{1}{n} \quad (2.12)$$

Таким образом, чтобы найти точку смеси, нужно прямую 1-2 или ее проекции разделить на $n+1$ частей и отложить от точки 1 одну часть, оставив n частей до точки 2. Такое построение определит положение точки смеси. Возможен случай, когда точка смеси окажется в области ниже линии $\varphi = 100\%$. Это значит, что при смешивании будет образовываться туман (конденсация водяного пара, содержащегося в воздухе).

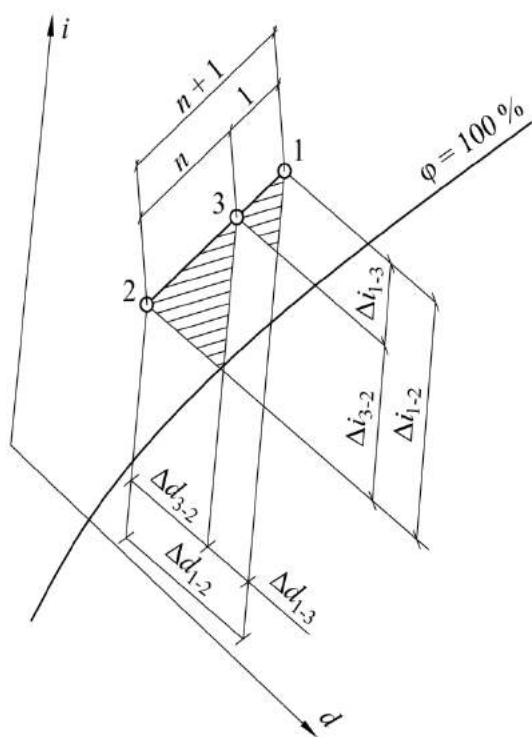


Рис.2.7. Изображение в $i-d$ диаграмме процесса смешивания воздуха

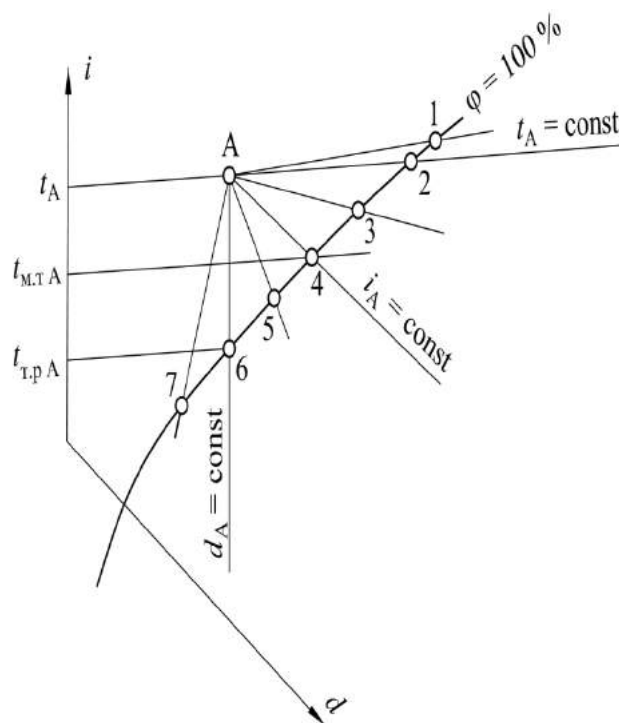


Рис.2.8. Изображение в $i-d$ диаграмме процессов тепло – и влагообмена между воздухом и водой с различной температурой

Процесс тепло- и влагообмена между воздухом и водой. Для увлажнения или осушки, а часто и для охлаждения или нагревания воздух вводят в контакт с водой. Для этого его пропускают через оросительные камеры, в которых разбрызгивается вода, или продувают через специальные пористые слои или оребренные поверхности, которые орошаются водой. В процессе

обработки используется специально приготовляемая вода, имеющая температуру, отличную от $t_{м.т.}$. Размеры капель и толщина пленок воды в таком процессе достаточно велики. Этими двумя условиями данный процесс отличается от ранее рассмотренного процесса адиабатического увлажнения.

Обычно предполагают, что тонкий слой воздуха на поверхности воды оказывается полностью насыщенным водяным паром, а температура воздуха равна температуре воды. Следовательно, при разбрызгивании воды тонкий слой воздуха на поверхности капель имеет температуру разбрызгиваемой воды и относительную влажность $\varphi = 100\%$.

При таком предположении процесс тепло- и влагообмена между воздухом и водой рассматривают как процесс смешивания основного потока воздуха с воздухом в тонком слое на контакте с поверхностью воды, который считается полностью насыщенным водяным паром. В процессе теплообмена температура слоя или капель воды несколько изменяется. Для расчета берут некоторую промежуточную (близкую к конечной) температуру. Положение точки смеси в $i-d$ диаграмме на прямой, соединяющей точку, соответствующую начальному состоянию воздуха, с точкой, определенной температурой воды на линии $\varphi = 100\%$, зависит от площади поверхности соприкосновения и его продолжительности, а также от параметров воздуха и воды.

В расчетах обычно используют так называемый коэффициент орошения μ , равный количеству разбрызгиваемой воды в килограммах, приходящейся на 1 кг воздуха. Учитывают также показатель направления луча процесса и конструктивные особенности камеры. Обычно принимают, что точка смеси устойчиво может находиться на линии $\varphi = 90 \div 95\%$, и из этого условия рассчитывают режим процесса орошения.

Состояние воздуха, обменивающегося с водой теплотой и влагой, может претерпевать различные изменения в зависимости от соотношения параметров воды и воздуха. Можно рассмотреть несколько характерных случаев изменения состояния воздуха при контакте его с водой, имеющей разную

температуру. Проведем рассмотрение для воздуха, начальное состояние которого соответствует точке A в $i-d$ диаграмме, представленной на рис.2.8.

При температуре воды, соответствующей точке 1 ($t_{\text{воды}} > t_A$), происходит увлажнение и нагрев воздуха. Испарение воды осуществляется целиком за счет ее собственной энтальпии. При температуре воды, соответствующей точке 2 ($t_{\text{воды}} = t_A$), воздух увлажняется, не изменяя своей температуры. На испарение расходуется теплота воды. При температуре воды, соответствующей точке 3 ($t_{\text{м.т.А}} < t_{\text{воды}} < t_A$), происходит увлажнение и некоторое охлаждение воздуха. Теплота на испарение поступает от воздуха и частично от воды. Если вода имеет температуру мокрого термометра ($t_{\text{воды}} = t_{\text{м.т.А}}$) (точка 4), происходит адиабатическое увлажнение воздуха. Теплота для испарения отнимается только от воздуха. В точке 5 температура воды соответствует условию ($t_{\text{т.р.А}} < t_{\text{воды}} < t_{\text{м.т.А}}$). Воздух несколько увлажняется и заметно охлаждается. Теплота воздуха идет на испарение и на нагрев воды. В точке 6 ($t_{\text{воды}} = t_{\text{т.р.А}}$) происходит охлаждение воздуха. Явная теплота воздуха отдается воде при неизменном его влагосодержании. При $t_{\text{воды}} < t_{\text{т.р.А}}$ (точка 7) происходит охлаждение и осушка воздуха. Вода охлаждает воздух и забирает скрытую теплоту, выделяющуюся при конденсации водяного пара на ее поверхности, а также теплоту явного теплообмена с воздухом.

В расчете обычно нужно знать параметры воздуха после его контакта с водой и температуру воды, которая обеспечит заданное направление луча процесса. Конечные параметры воздуха определяются точкой пересечения луча процесса изменения состояния воздуха, характеризуемого параметрами i , d и направлением луча ϵ , с линией $\phi = 95\%$. Температура (промежуточная, условная) воды определится точкой пересечения этого луча с линией $\phi = 100\%$. Параметры точек пересечения легко определить графическими построениями в $i-d$ диаграмме, как это показано на рис.2.9 на примере $\phi = 95\%$ и $\phi = 100\%$. Они могут быть легко определены и по приближенным формулам.

Энтальпия i_φ этих точек пересечения, где индекс φ относит величину i к пересечению с линией $\varphi = 90\%$, $\varphi = 95\%$ или $\varphi = 100\%$, может быть определена по формуле

$$i_\varphi = \frac{i - (C/D - d)\varepsilon}{1 - \varepsilon/D} \quad \text{кДж/кг} \quad (2.13)$$

Влагосодержание d_φ и температура t_φ этих точек пересечения могут быть определены по формулам:

$$d_\varphi = \frac{i_\varphi - C}{D} \quad \text{г/кг} \quad (2.14)$$

$$t_\varphi = \frac{i_\varphi - A}{B} \quad \text{°C} \quad (2.15)$$

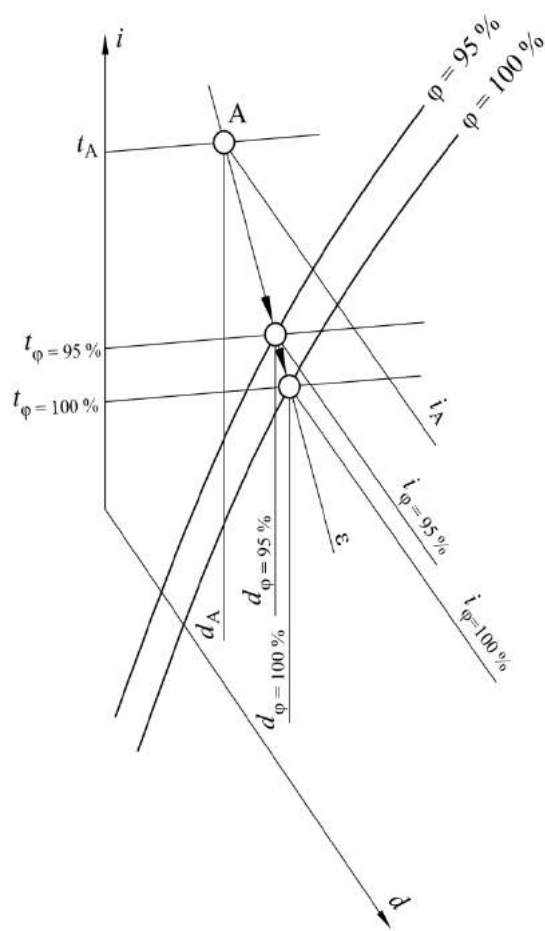


Рис. 2.9. К аналитическому определению параметров точек пересечения луча процесса ε при изменении состояния воздуха соответствующего точке A , с линиями $\varphi = 95\%$ и $\varphi = 100\%$.

Численные значения коэффициентов A , B , C , D , входящих в формулы (2.13)–(2.15) приведены в табл. 2.1.

Таблица 2.1

Значения коэффициентов A , B , C , D

φ , %	A	B	C	D
При t_φ от 0 до 10 °C				

100	9,42	1,97	—9,46	5,11
95	9,25	1,97	—9,67	5,32
90	8,37	1,88	—10,55	5,53
При t_{ϕ} от 10 до 20 °С				
100	1,26	2,85	—0,63	3,95
95	0,84	2,27	—0,5	4,02
90	0,84	2,64	0,08	4,02
При t_{ϕ} от 20 до 30 °С				
100	—28,05 '	4,27	7,41	3,39
95	—27,22	4,1	6,95	3,47
90	—26,38	3,98	6,47	3,52

Расчет всех процессов изменения тепловлажностного состояния воздуха очень упрощается и становится наглядным при пользовании графическим методом построения в $i-d$ диаграмме. Однако в некоторых случаях удобнее воспользоваться приближенными формулами. Погрешность расчета по ним не выходит за пределы 3 %, что вполне допустимо в инженерной практике.

2.1. Конструкции аппаратов смешивающего типа

Широкое применение в промышленности нашли смешивающие теплообменные аппараты, в которых тепло- и массообмен между теплоносителями происходит без разделительной стенки между ними. По принципу работы это в большинстве своем аппараты непрерывного действия. Названия этих аппаратов определяются их назначением.

Кондиционеры применяют для термовлажностной обработки воздуха в установках кондиционирования.

Скрубберы применяют для очистки воздуха или газов от пыли, золы, смолы и прочих примесей посредством промывки их водой.

Охлаждение больших количеств циркуляционной воды от конденсаторов паровых турбин электрических станций достигается за счет тепло- и массообмена ее с воздухом в градирнях.

Конденсаторы или смешивающие подогреватели используют для нагрева жидкости за счет теплоты воздуха, газа или пара.

Рассматривают следующие типы теплообменников смешения, различающиеся по конструктивным признакам (рис. 2.10).

Полые или безнасадочные колонны или камеры (рис. 2.10, *а*), в которых распыливание жидкости в газовую среду осуществляется форсунками; соприкосновение между жидкостью и газом при этом происходит на поверхности образующихся капель жидкости.

Каскадные аппараты, имеющие внутри горизонтальные либо наклонные полки или перегородки, по которым жидкость стекает сверху вниз под действием силы тяжести (рис. 2.10, *б*).

Насадочные колонны, в которых соприкосновение газа с жидкостью происходит на смоченной поверхности насадки: деревянные доски, рейки, куски кокса и прочие устройства, обеспечивающие пленочное стекание жидкости (рис. 2.10, *в*).

Насадочные колонны более компактны по сравнению с безнасадочными.

Их недостатком является большое гидравлическое сопротивление для потока газа и как следствие этого большой расход электроэнергии на привод вентилятора.

Струйные смесительные аппараты, в которых вода нагревается эжектирующим или эжектируемым паром (рис. 2.10, *г*)

Пленочные подогреватели смешивающего типа (рис. 2.10, *д*). В них происходит нагревание воды водяным паром до температуры, близкой к температуре насыщения пара. Такая конструкция проще, чем у поверхностных подогревателей, компактнее, имеет меньшую массу, и коэффициент теплообмена для нее не зависит от загрязнения поверхности маслом, накипью и т. д. Аппараты такого типа обычно работают под некоторым избыточным давлением (0,001 ÷ 0,005 МПа)

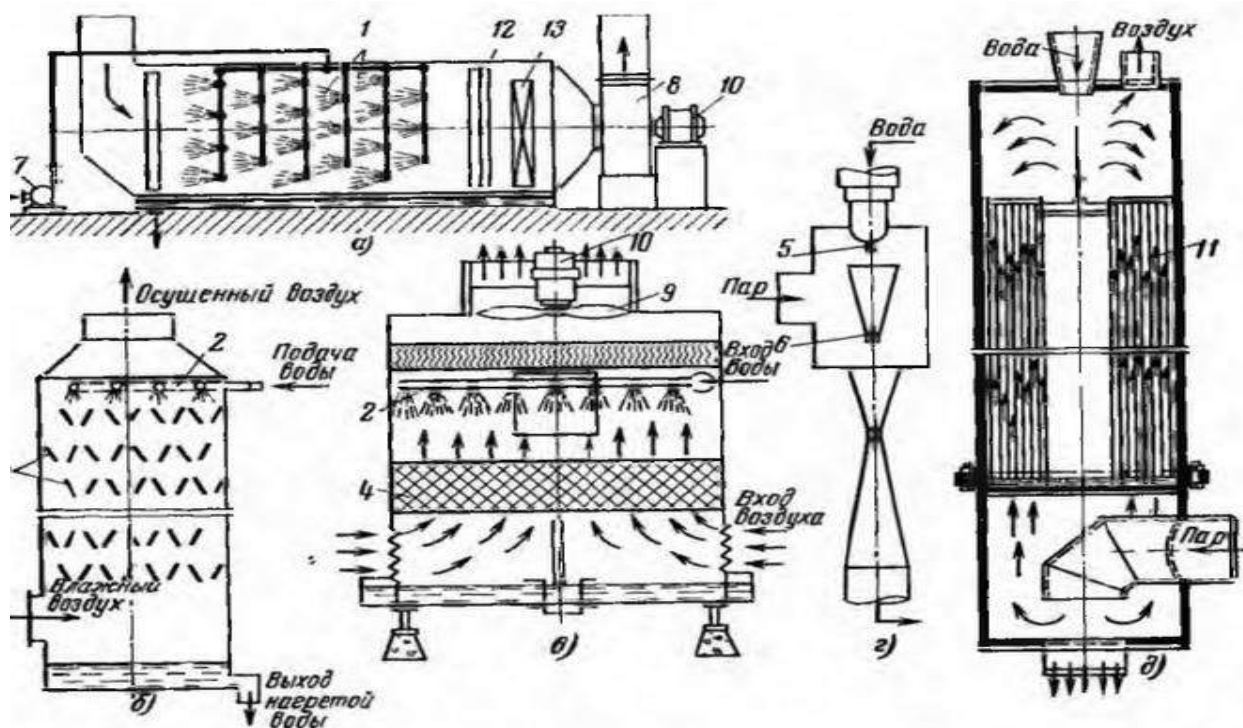


Рис.2.10. Типы смешивающих теплообменников

а – безнасадочный форсуночный; *б* – каскадный; *в* – насадочный; *г* – струйный; *д* – пленочный с насадкой из цилиндров; 1 – форсунки; 2 – трубы, распределяющие воду; 3 – каскады; 4 – насадка; 5, 6 – сопла первой и второй ступеней струйного смесителя; 7 – насос; 8 и 9 – центробежный и осевой вентиляторы; 10 – электродвигатель; 11 – концентрические цилиндры; 12 – иллюминаторы-сепараторы влаги; 13 – подогреватель воздуха.

На рис 2.11 показаны различные виды форсунок для теплообменных аппаратов смешивающего типа.

Существенным недостатком пленочных подогревателей является коррозия трубопроводов и поверхности аппарата вследствие наличия в конденсирующемся паре и в воде значительного количества кислорода.

При контактном тепло- и массообмене теплоносителей коэффициент теплопередачи k и коэффициент теплообмена α имеют одинаковые значения ($\alpha = k$), поскольку в этом случае отсутствует разделительная стенка. Расчетные формулы выражаются как через k , так и через α .

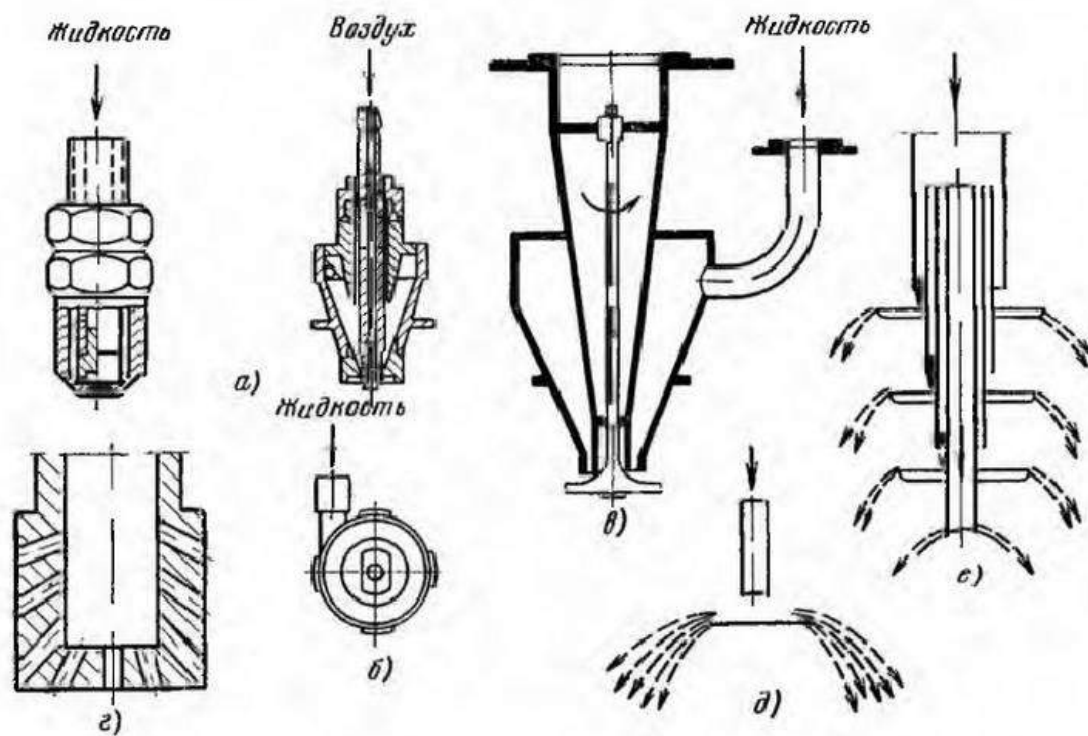


Рис. 2.11 Форсунки и разбрызгивающие устройства для теплообменных аппаратов смешивающего типа

a – механическая форсунка, *б* – пневматическая форсунка, *в* – центробежная форсунка, *г* – брызгалка, *д* – однотарельчатый разбрызгиватель, *е* – многотарельчатый разбрызгиватель

Поскольку определение поверхности теплообмена аппаратов такого типа затруднительно, в некоторых случаях их расчет проводят по объемному коэффициенту теплопередачи. Уравнение теплопередачи при этом имеет вид:

$$Q = k_v V \Delta t \quad (2.16)$$

где Q – количество теплоты, передаваемое в аппарате, Вт; k_v – объемный коэффициент теплопередачи, отнесенный к 1 м³ активного объема аппарата, Вт/(м³К); V – полезный или активный объем смесительной камеры, м³; Δt – средняя разность температур теплоносителей, °К.

По уравнению (2.16) можно рассчитывать только процессы, для которых определяется опытным путем объемный коэффициент теплопередачи.

Каждому типу смешивающих теплообменников свойственны некоторые особенности, которые следует учитывать при выборе аппарата. Аппараты с насадкой просты по конструкции, дешевы, и для их изготовления при-

годны недефицитные строительные материалы - бетон, керамика, стекло, фарфор. Для оросителей насадочных аппаратов требуется незначительное избыточное давление орошающей жидкости. Однако габариты и масса насадочных аппаратов значительны; они требуют устройства массивных фундаментов и отличаются значительным гидравлическим сопротивлением по газовому тракту по сравнению с каскадными и безнасадочными аппаратами, особенно при беспорядочно засыпанной насадке. Насадочные аппараты мало подходят для обработки сильно загрязненных жидкостей из-за возможного засорения и залипания насадки; они не пригодны также для работы с малым расходом жидкости, потому что при этом не удастся достичь необходимой для хорошего смачивания насадки плотности орошения.

Безнасадочные аппараты отличаются малым сопротивлением по газовому потоку и наиболее экономичны по расходу охлаждающей жидкости, однако для ее диспергирования с помощью как форсунок, так и дисковых распылителей требуется значительный расход энергии. Безнасадочные аппараты отличаются большими габаритами.

Достоинствами струйных (эжекторных) аппаратов являются их компактность, простота изготовления и эксплуатации, безотказность в работе. Для их работы не обязательны откачивающий воду и воздушный насосы, так как на выходе из диффузора давление смеси несколько выше атмосферного.

Вместе с тем струйные смесительные теплообменные аппараты обладают существенными недостатками, которые практически сводят на нет отмеченные преимущества, и препятствуют сколько-нибудь значительному распространению их в промышленности. К недостаткам относят очень низкий энергетический к. п. д. (около 10 %), высокий уровень шума, значительный недогрев охлаждающей воды (в конденсаторах) до температуры насыщенного пара: даже в многосопловых конструкциях недогрев воды составляет $8 \div 11$ °С, а в односопловых - даже $15 \div 20$ °С.

2.2. Деаэрационные установки

В результате электрохимических процессов взаимодействия воды с металлом происходит его разрушение, называемое коррозией. Коррозионная активность воды зависит в основном от содержания в ней растворенного кислорода. При наличии в воде растворенного кислорода, даже в небольших концентрациях, происходит коррозия стенок трубопроводов. Продукты коррозии (окислы железа) могут откладываться на внутренней поверхности экранных труб котла, что приводит к резкому местному повышению температуры стенок труб и их пережогу.

Для борьбы с коррозией теплоэнергетического оборудования в отопительных котельных, тепловых сетях и сетях ГВС применяется термическая деаэрация. Термическая деаэрация основана на том, что при нагревании воды до температуры кипения (насыщения) при данном давлении как выше, так и ниже атмосферного происходит удаление растворенных агрессивных газов из воды в паровое пространство. Термическая деаэрация осуществляется в аппаратах специальной конструкции - термических деаэраторах. Термические деаэраторы, в которых вскипание воды происходит при давлении ниже атмосферного, называется вакуумным. Вакуум в деаэраторах создается за счет отсоса паро-газовой смеси водоструйным эжектором. При кипении воды при давлении ниже атмосферного растворимость коррозионно-агрессивных газов (кислород и углекислота) резко снижается и они в составе паро-газовой смеси (выпар) удаляются из деаэратора эжектором. Выпускаемые промышленностью вакуумные деаэраторы типа ДВ изготавливаются на абсолютное давление от $0,075 \text{ кгс/см}^2$ до $0,5 \text{ кгс/см}^2$ (манометрические от $-0,9$ до $-0,5 \text{ кгс/см}^2$), что обеспечивает процесс деаэрации воды при температуре от 40 до $80 \text{ }^\circ\text{C}$.

Основными элементами вакуумной деаэрационной установки являются: деаэрационная колонка, баки-аккумуляторы горячей воды, охладитель выпара, газоотсасывающая установка, подогреватель деаэрируемой воды, КИП и система контроля деаэрации.

Деаэрационная колонка ДВ является аппаратом, в котором происходит процесс удаления из воды кислорода и свободной углекислоты.

Вакуумная колонка размещена на площадке высотой 10 м от верхнего уровня воды в аккумуляторных баках. При таком взаимном расположении колонки и баков при наличии в колонке вакуума аккумуляторные баки находятся под атмосферным давлением. Это обеспечивает хорошую плотность газовоздушного тракта и нормальную работу насосов ГВС.

Деаэрация воды в специальных установках основывается на том, что если парциальное давление газа в воде больше, чем его парциальное давление в пространстве над водой, то при этом происходит выделение газов из воды – десорбция газов. Для максимального удаления из воды содержащихся в ней газов должны быть соблюдены следующие условия:

- все пространство над водой в замкнутом объеме необходимо заполнить средой, почти не содержащей газов, подлежащих удалению из воды. Такой средой служит водяной пар, для получения которого в термических деаэраторах обеспечивается устойчивое кипение воды;
- скорость удаления газов из воды в большой степени определяется величиной поверхности контакта пара с водой. Поэтому вода в термических деаэраторах разбивается на отдельные струйки, пленки или капли;
- для того чтобы парциальное давление газов в воде поддерживалось меньшим, чем в паровом пространстве над водой, выделившиеся газы должны непрерывно удаляться из этого пространства;
- для обеспечения максимально возможной разности парциальных давлений газов в воде и над водой следует применять противоток в направлениях движения поступающего в деаэратор пара и струек или пленок воды;
- под деаэрирующим устройством необходимо устанавливать бак для сбора деаэрированной воды, который используется для дополнительного диффузионного выделения из воды оставшихся в ней пузырьков газа.

Основной параметр деаэратора – давление, при котором происходит кипение и деаэрация воды в нем. С этой точки зрения деаэраторы могут быть

подразделены на атмосферные (абсолютное давление в деаэраторе несколько выше атмосферного обычного 1,2 атм), повышенного давления (давление в деаэраторе $0,6 \div 0,7$ МПа). В теплоподготовительных установках деаэраторы повышенного давления не применяются, поэтому они исключены из рассмотрения. По способу дробления потоков воды, поступающих в деаэраторы, последние делят на струйные и пленочные. В первом случае вода разбивается на тонкие струйки, которые движутся навстречу греющему пару, а во втором - вода стекает сверху вниз тонкими пленками в баки деаэрированной воды.

Деаэрационная колонка представляет собой металлический цилиндр, состоящий из двух частей. Верхний корпус крепится на фланце к нижнему корпусу, который приваривается к баку деаэрированной воды. На крышке верхнего корпуса смонтированы два патрубка. Патрубок 5 с соплом 6 служит для подачи в колонку воды, подлежащей деаэрации, а патрубок 7 – для отвода выпара. С внутренней стороны крышки корпуса приварена подвеска, на которой монтируется разбрызгивающая розетка. Эта розетка устанавливается таким образом, чтобы ее центр находился в точности на одной вертикальной оси с центром сопла. По оси патрубка 7 в верхнем корпусе смонтирован сепаратор, который служит для отделения капель воды, выносимой вместе с выпаром в верхний корпус колонки. В нижнем корпусе монтируется поверхность для контакта воды с паром, состоящая из тонких металлических листов, каждый из которых имеет толщину $1,0 \div 1,5$ мм и изготавливается из тонколистовой стали. Для обеспечения одинаковых зазоров между листами по всей высоте поверхности предусмотрены направляющие трубки диаметром 18/20 мм, которые крепятся к распорным планкам. Трубки изготавливаются из латуни или стали. Колонка работает следующим образом: вода через сопло 6 подается в корпус, разбрызгивается с помощью розетки 9 и тонкими пленками стекает по листам навстречу пару. Пар поступает в патрубок, приваренный к корпусу бака, как показано на рис.2.12, проходит над уровнем воды в баке, поступает снизу в колонку и, двигаясь навстречу стекающей воде, нагревает ее до кипения. Деаэрированная вода стекает в бак, а парогазо-

вая смесь через сепаратор и патрубок 7 отводится из колонки к поверхностному охладителю выпара.

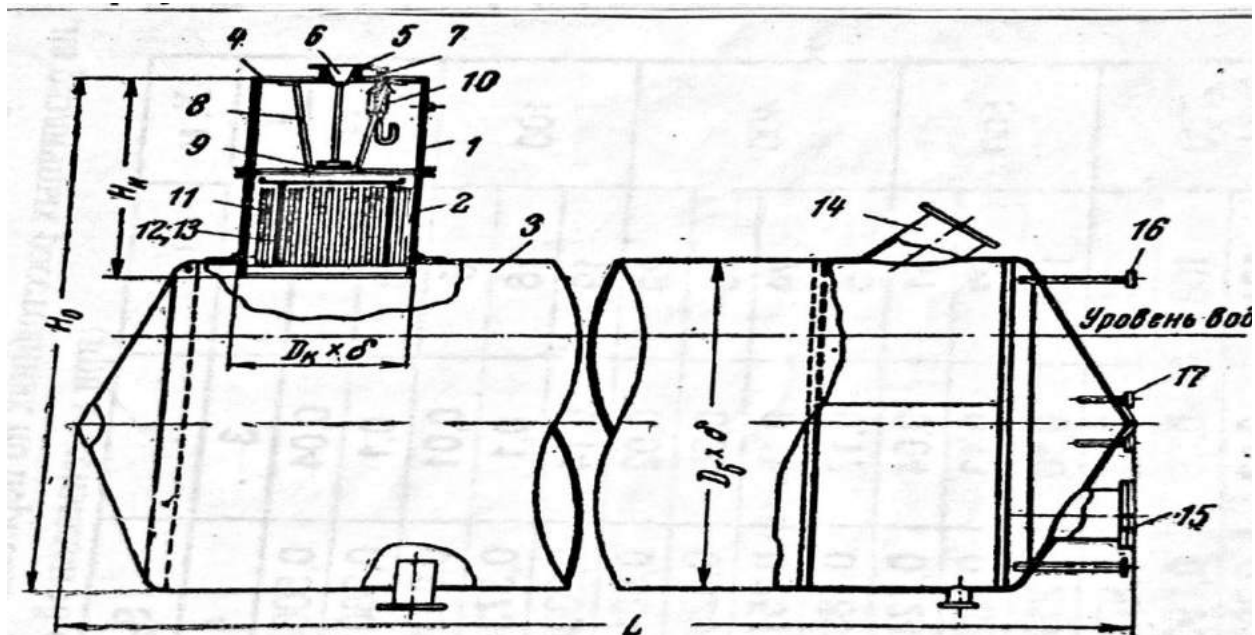


Рис. 2.12. Деаэратор с колонкой конструкции ОРГРЭС, работающей при давлении 1,2 атм

1 – верхний корпус; 2 – нижний корпус; 3 – бак деаэрированной воды; 4 – крышка; 5 – патрубок для подвода воды; 6 – сопло; 7 – патрубок для отвода выпара; 8 – подвеска; 9 – разбрызгивающая розетка; 10 – сепаратор; 11 – листы поверхности теплообмена; 12 – направляющие трубки; 13 – распорные планки; 14 – патрубок подачи пара; 15 – люк-лаз; 16 – патрубки для водомерных стекол; 17 – патрубки для отбора импульсов.

Таблица 2.2

Показатели качества подпиточной воды теплосетей

Показатель	Значения показателей при максимально возможной температуре сетевой воды, °С		
	75	76-100	101-200
Кислород, мг/кг	0,1	0,1	0,05
Свободная углекислота должна отсутствовать			
Карбонатная жесткость мг. эк/кг	1,5	0,7	0,7
pH	6,5-8,5		
Взвешенные вещества, мг/кг	5		

Технические характеристики деаэраторов конструкции ОРГРЭС приведены в таблице 2.3.

Струйные термические деаэраторы питательной воды и баки деаэрированной воды для стационарных котельных установок изготавливают на следующие давления:

ДСА – деаэраторы атмосферные.....0,12 мПа

ДСС – деаэраторы среднего давления.....0,35 мПа

ДСП– деаэраторы повышенного давления...0,6 и 0,7 мПа

ДВ– деаэратор вакуумный.....0,09...0,05 мПа

Конструкция деаэрационных установок должна обеспечивать устойчивую деаэрацию питательной воды при работе деаэратора с нагрузками в пределах от 30 до 120 % номинальной производительности в диапазоне среднего подогрева воды от 10 до 40 °С

В жилищно-коммунальном хозяйстве Российской Федерации применяют вакуумные деаэрационные установки (Рис. 2.13).

Таблица 2.3

Технические характеристики и основные размеры деаэраторов конструкции ОРГРЭС (рис.2-12)

Производительность, т/ч	Деаэрационная колонка				Аккумуляторный бак			Масса, кг	H_0 мм	Общая масса с водой, кг
	$F, м^2$	$D_n \times b, мм$	$H \gg м$ м	Масса, кг	$D_6 \times \delta$, мм	$L, мм$	$V_p, м^3$			
25	13,3	476×9	1562	380	2200×8	4986	14	3500	3678	21000
50	27,2	630×8	1812	550	2500×8	6159	28	4800	4228	32900
75	40,6	820×9	1912	810	3200×8	6412	40	6000	4968	51800
100	52,0	916×8	1952	940	3200×8	7615	50	6900	5008	63400
150	81,7	1120×10	1982	1400	3200×8	11221	75	9600	5048	96500

Примечание:

1. F – поверхность теплообмена. 2. V_p – полезный объем аккумуляторного бака. 3. Расчетная температура воды на входе 50 °С. 4. Расчетное давление в деаэраторе 1,2 атм. 5. Температура кипения 104 °С

Вода после водоподогревателей по трубе 1 направляется на верхнюю распределительную тарелку 2 с отверстиями, которая секционирована с таким расчетом, что при минимальных нагрузках работает только часть отверстий во внутреннем секторе. При увеличении нагрузки в работу включаются дополнительные ряды отверстий.

С верхней тарелки обрабатываемая вода струями стекает вниз на перепускную тарелку 3. Перепускная тарелка предназначена для сбора воды и перепуска ее на определенный участок барботажного листа 5. Перепускная тарелка имеет отверстие 4 в виде сектора, который с одной стороны примыкает к вертикальной сплошной перегородке 6, идущей вниз до основания корпуса колонки. Вода с перепускной тарелки направляется на барботажный лист 5. В конце барботажного листа имеется водосливной порог 8, который проходит до нижнего основания колонки. Вода протекает по барботажному листу, переливается через порог 8 и попадает в сектор, образуемый порогом 8 и перегородкой 6, а затем самотеком отводится в трубу. На рис. 2.13 представлена схема деаэрационной колонки, а на рис.2.14 схема деаэрационной установки.

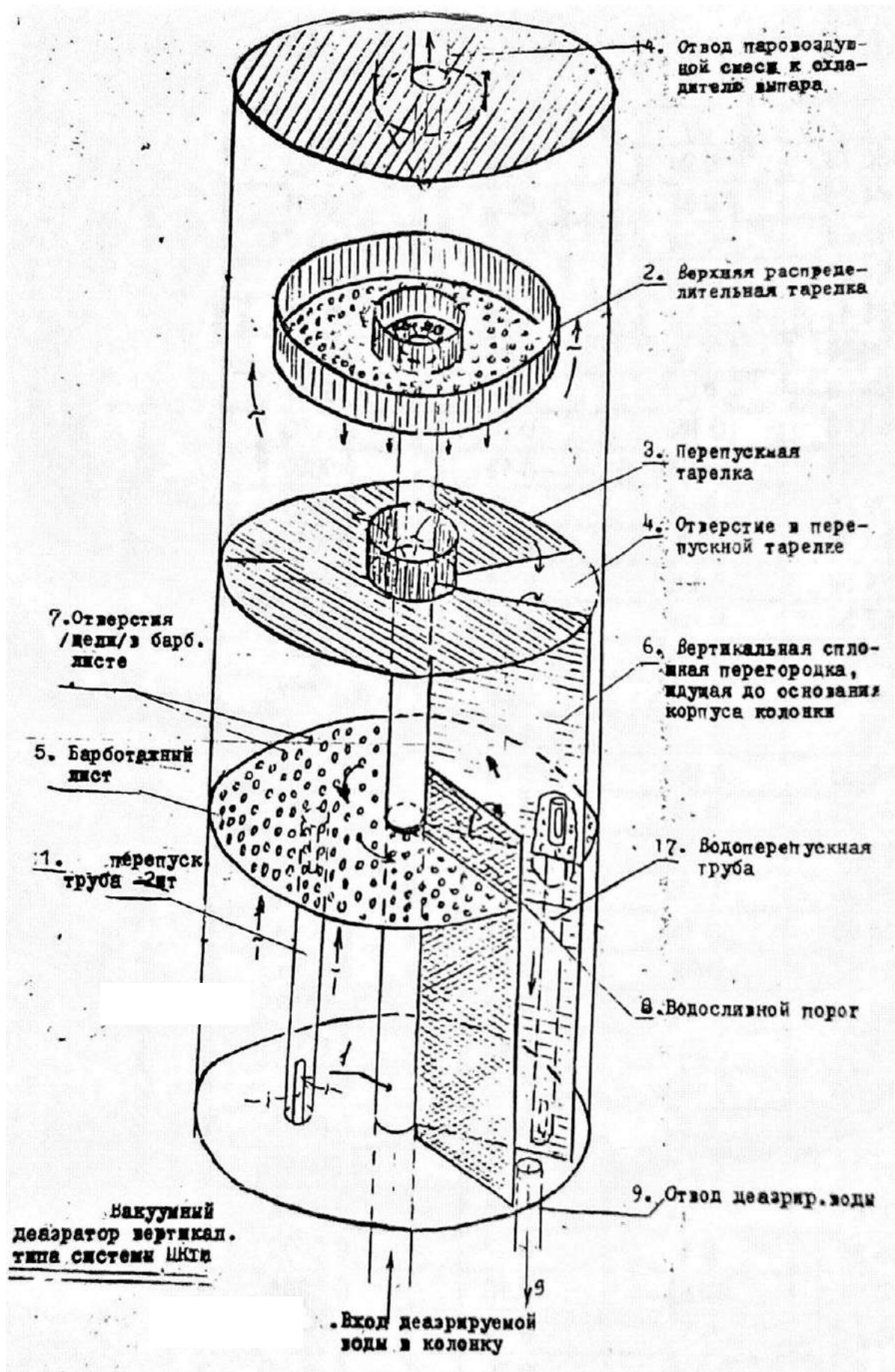


Рис. 2.13

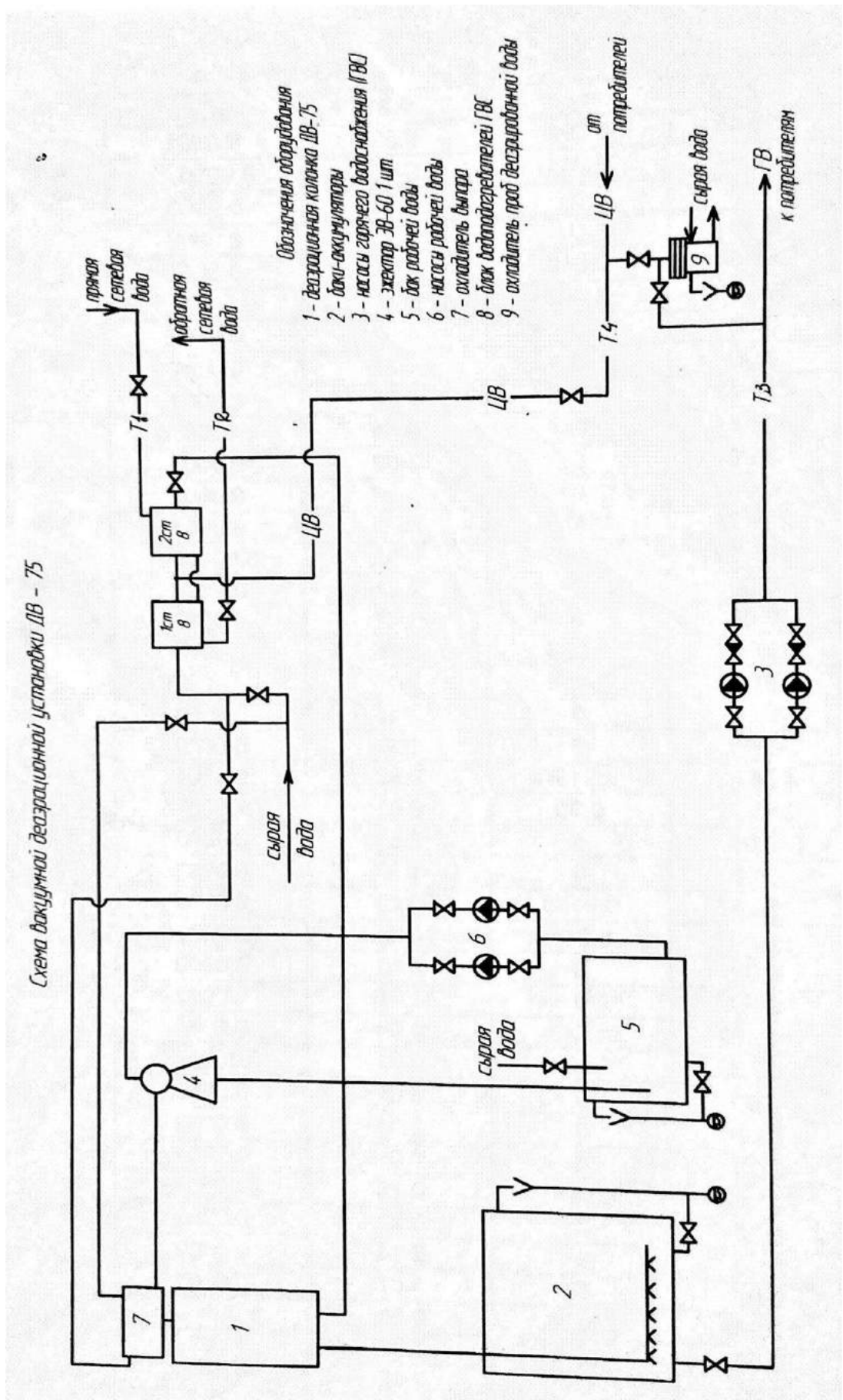


Рис. 2.14

Контрольные вопросы

1. Дайте определение смесительного теплообменника.
2. Что постоянно происходит в вентиляционном процессе.
3. Где используют $i-d$ диаграмму.
4. Какие параметры связаны между собой в $i-d$ диаграмме.
5. В какой системе координат составлена $i-d$ диаграмма.
6. Что такое температура точки росы.
7. Что такое температура мокрого термометра.
8. Какие процессы изображены на $i-d$ диаграмме.
9. Назовите основные конструкции смешивающих аппаратов и их применение в промышленности.
10. В чем заключается трудность расчета смешивающих аппаратов.
11. Что происходит в трубопроводах в результате взаимодействия воды с металлом.
12. Какие виды борьбы с коррозией применяют в отопительных котельных.
13. Что такое деаэрация.
14. Объясните работу деаэратора.

3. ТЕПЛООБМЕННЫЕ АППАРАТЫ ПЕРИОДИЧЕСКОГО ДЕЙСТВИЯ

3.1. Регенеративные аппараты

Широкое применение в установках утилизации теплоты удаляемого воздуха получили регенеративные вращающиеся и переключающиеся теплоутилизаторы, в которых передача теплоты осуществляется аккумулялирующей массой, находящейся последовательно в потоках теплового и холодного воздуха.

Вращающиеся регенераторы состоят из насадки, корпуса, электродвигателя с редуктором, приводящим во вращение насадку, и продувочной ка-

меры. Насадка может быть образована пластинами разной конфигурации, сетками, шариками, стружкой и т.д. Продувочная камера предназначена для очистки поверхности насадки при переходе ее из удаляемого воздуха в приточный. Вращающиеся регенераторы бывают не сорбирующие и сорбирующие. В сорбирующих регенераторах аккумулирующая масса из капиллярно-пористого материала (асбестокартон, технического картона и т.д.) пропитана сорбентом (хлористым литием, бромистым литием и т.д.) обеспечивает поглощение влаги из удаляемого воздуха и передает ее в процессе десорбции приточному воздуху. Если в сорбирующих регенераторах насадка металлическая, то сорбент наносят на поверхность металла напылением.

В переключающихся регенераторах насадка неподвижна и последовательно омывается теплым и холодным воздухом.

Область применения и температурный уровень теплоносителей определяют конструкцию регенеративного ТА и тип его насадки. В связи с этим выделяют аппараты, работающие в областях высоких, средних и очень низких температур.

В области высоких температур (800...1000 °С) после различных печей применяют аппараты с неподвижной насадкой из огнеупорного кирпича, который выкладывают таким образом, чтобы образовались сплошные каналы для прохода газа. Для интенсификации теплообмена кирпичная кладка насадки имеет выступы. Преимуществами аппаратов с кирпичной насадкой являются простота и возможность достижения высоких температур подогрева воздуха, а недостатками - громоздкость, сложность эксплуатации ввиду необходимости переключения аппарата, изменение температуры нагреваемого воздуха в течение цикла.

Для высокотемпературного подогрева воздуха могут быть использованы вращающиеся аппараты, роторы которых заполнены чугуновой дробью или другой термостойкой насадкой.

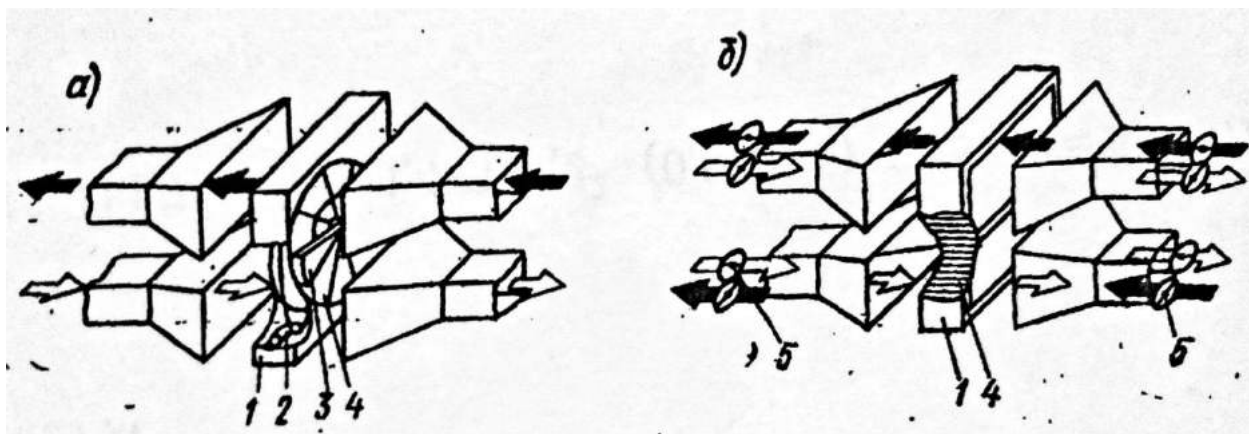


Рис.3.1. Регенеративные вращающиеся (а) и переключающиеся (б) теплоутилизаторы

1 – Корпус; 2 – электродвигатель с редуктором; 3 – продувочная камера; 4 – насадка; 5 – воздушный клапан

В области средних температур (250...400 °С) для подогрева воздуха используются вращающиеся регенеративные ТА, роторы которых имеют металлическую насадку, или аппараты с "падающим слоем". Горизонтальные и вертикальные вращающиеся регенеративные ТА относят к аппаратам непрерывного действия, они более компактны и характеризуются более интенсивным теплообменом. Ротор 4 регенеративного подогревателя воздуха в мощных ГТУ (рис. 3.2) с насадкой 3 в виде набора сеток из коррозионно-стойкой проволоки диаметром 0,3.. 0,4 мм вращается в статоре 5. С помощью радиальных перегородок ротор разделен на секторы, чем достигается отделение потоков газа и воздуха. Схема движения воздуха и газа противоточная, хотя каждая среда имеет сначала осевое направление, а затем радиальное и, проходя через насадку ротора, или нагревает ее, или воспринимает теплоту, аккумулированную в ней. Благодаря такому удлинению пути потоков увеличивается скорость в каналах насадки, коэффициент теплоотдачи достигает значений 300... 400 Вт/(м² · К) при частоте вращения ротора 20...30 об/мин. Следует отметить, что в регенеративных воздухоподогревателях котлов с частотой вращения ротора 2...10 об/мин, имеющих насадку из гофрированных металлических листов с каналами треугольного и квадратного сечений, значения коэффициентов теплопередачи составляют лишь 9...14 Вт/(м·К). Во избежание перетечек воздуха и газа в конструкции предусмотрены внутрен-

ние 1 и наружные 2 уплотнения. В транспортных ГТУ мощностью до 1 МВт может быть использован вращающийся регенеративный ТА с дисковым ротором карманного типа (рис. 3.2). Несущая и теплопередающая функции ротора разделены.

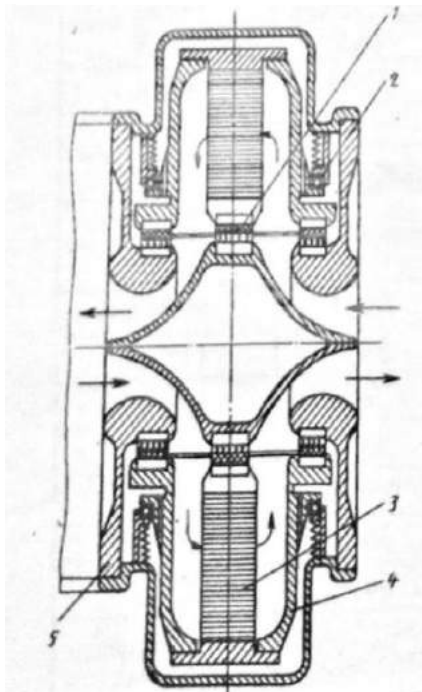


Рис.3.2. Схема вращающегося регенеративного подогревателя воздуха газотурбинной установки (ГТУ)

В области низких температур применяют регенераторы с неподвижной насадкой из алюминиевой гофрированной ленты, в холодильных установках, например для глубокого охлаждения азота (до 185 °С). Достоинством металлической насадки по сравнению с кирпичной является большая поверхность теплообмена в небольшом объеме. Например, в 1 м³ объема насадки можно разместить алюминиевую ленту с поверхностью $F = 2000 \text{ м}^2$ при разности температур 1...2 °С между температурой насадки и теплоносителем по всей длине насадки. Недостатком такого регенератора является большое гидравлическое сопротивление.

3.2. Рекуперативные аппараты

Рекуперативные аппараты периодического действия нашли широкое применение в промышленности. К ним относят варочные котлы, водонагреватели-аккумуляторы и реакционные аппараты. Рекуперативные ТА перио-

дического действия применяют также в вентиляционных установках и установках кондиционирования воздуха.

Регенераторы - это наиболее экономичные утилизаторы, так как насадки в них изготавливают из дешевых материалов. Недостаток регенераторов состоит в возможности переноса запахов и переток удаляемого воздуха в приточный. Переток воздуха в регенераторах не превышает $0,4 \div 4 \%$. Скорость вращения ротора с насадкой невелика и обычно составляет $3 \div 10$ об/мин.

3.3. Тепловой расчет регенераторов

Задачей теплового расчета регенератора является определение поверхности нагрева и массы насадки.

За период нагрева τ_1 поверхность F насадки регенератора воспринимает количество теплоты

$$Q = \alpha_1 (t_{1cp} - t_H^H) F \tau_1, \quad (3.1)$$

где α_1 - коэффициент теплообмена греющих газов (конвекцией и лучеиспусканием) с насадкой, Вт/(м²°С); t_{1cp} и t_H^H - средние температуры греющего газа и поверхности насадки за период нагревания, °С; F - поверхность насадки, м²; Q выражено в кДж/период. Это количество теплоты повышает температуру поверхности насадки на величину Δt_H

$$Q = H \frac{\delta}{2} c \rho \eta_a \Delta t_H \quad (3.2)$$

где δ - толщина стенки кирпича (вследствие обогрева насадки с двух сторон в данной формуле учитывается половина толщины стенки), м; ρ - плотность насадки, кг/м³; c - теплоемкость насадки, кДж/(кг°С); Δt_H - изменение температуры поверхности насадки за период нагрева, °С; η_a - коэффициент аккумуляции теплоты, определяемый из табл. 3.1.

Изменение температуры поверхности насадки определяют из эмпирической зависимости

$$\Delta t_H = \varphi(t_H^H - t_H^0) \quad (3.3)$$

где t_H^0 – средняя температура поверхности насадки за период ее охлаждения;
 φ – коэффициент, равный $2,2 \div 3,5$.

Таблица 3.1

Значения коэффициентов аккумуляции теплоты η_α в зависимости от критерия F_o

$F_o = 4\alpha\tau_1/\delta^2$	0.2	0.4	0.6	0.8	1.0	1.5	2.0	3.0	4.0	5.0
Коэффициент η_α	0,18	0,25	0,31	0,37	0,42	0,54	0,64	0,78	0,86	0,9

Теплота, аккумулированная насадкой, в период охлаждения передается нагреваемому воздуху:

$$Q = \alpha_2(t_H^0 - t_{2cp})F\tau_2 \quad \text{кДж/период} \quad (3.4)$$

где α_2 – коэффициент конвективного теплообмена поверхности насадки и нагреваемого воздуха, Вт/(м²°С); t_{2cp} – средняя температура воздуха за период охлаждения, °С; Q выражено в кДж/период.

Следовательно, образуется система из трех уравнений:

$$\begin{cases} t_{1cp} - t_H^H = \frac{Q}{F} \frac{1}{\alpha_1\tau_1} \\ t_H^H - t_H^0 = \frac{Q}{F} \frac{2}{\delta\rho c\eta_\alpha\varphi} \\ t_H^0 - t_{2cp} = \frac{Q}{F} \frac{1}{\alpha_2\tau_2} \end{cases} \quad (3.5)$$

Сложив левые и правые части этих уравнений, получим:

$$t_{1cp} - t_{2cp} = \frac{Q}{F} \left(\frac{1}{\alpha_1\tau_1} + \frac{2}{\delta\rho c\eta_\alpha\varphi} + \frac{1}{\alpha_2\tau_2} \right) \quad (3.6)$$

или за цикл, кДж/цикл,

$$Q_{ц} = k_{ц}F(t_{1cp} - t_{2cp}) = k_{ц}F\Delta t. \quad (3.7)$$

В этом уравнении $k_{ц}$ – коэффициент теплопередачи регенератора, кДж/(м²·Цикл·К)

$$k_{ц} = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1\tau_1} + \frac{2}{\delta\rho c\varphi\eta_\alpha} + \frac{1}{\alpha_2\tau_2}} \quad (3.8)$$

Коэффициенты конвективного теплообмена между насадкой и горячим газом или воздухом определяют из экспериментальных данных.

Коэффициенты теплопередачи определяют отдельно для горячего и холодного концов регенератора и при расчете поверхности насадки пользуются средним арифметическим значением их.

Контрольные вопросы

1. Чем отличаются аппараты периодического действия от аппаратов непрерывного действия.
2. Дайте определение регенеративного теплообменника.
3. Назовите виды регенеративных аппаратов.
4. Где применяют регенеративные теплообменники.
5. Применяют ли рекуперативные аппараты периодического действия.
6. Как определяют коэффициент теплопередачи регенераторов.

4. СУШИЛЬНЫЕ УСТАНОВКИ

Процесс удаления влаги из материала может иметь цели: обеспечение сохранности материалов, повышение прочности изделий, выделение твердого материала из раствора, увеличение теплоты сгорания при обезвоживании топлива и т. д. Удаление влаги из материалов можно осуществлять механическим путем, путем поглощения ее химическими реагентами, а также посредством тепловой сушки.

Наибольшее распространение в промышленности имеет тепловая сушка. Сушкой называется термический процесс удаления из твердых материалов или растворов содержащейся в них влаги за счет ее испарения или выпаривания.

В процессе сушки подвод теплоты к материалу может осуществляться теплопроводностью, конвекцией, излучением или любой комбинацией этих процессов. Наиболее распространенный способ сушки в промышленности – конвективный за счет воздуха, дымовых газов, паров.

4.1. Классификация сушильных установок

Различие сушимых материалов по физико-химическим и структурно-механическим свойствам, форме, размеру, количеству и т. д. способствовало применению в промышленности разнообразных конструкций сушильных установок. Существует следующая классификация наиболее распространенных сушильных установок. По способу подвода теплоты к материалу: а) конвективные; б) кондуктивные; в) радиационные; г) электромагнитные; д) комбинированные (конвективно-радиационные, конвективно-радиационно-высокочастотные и т. д.) .

По функционированию во времени: а) непрерывного действия; б) периодического действия; в) полунепрерывного действия.

По конструкции: а) камерные; б) шахтные; в) туннельные; г) барабанные; д) трубчатые; е) ленточные; ж) взвешенного слоя; з) распылительные; и) сублимационные и др.

Конструкции сушильных установок применительно к различным отраслям промышленности обстоятельно рассматривают в специальной литературе.

Из приведенной классификации сушильных установок наибольшее распространение в промышленности получили конвективные сушилки. Эти установки могут быть разделены на несколько групп по ряду существенных признаков, а именно:

– по сушильному агенту: а) воздушные; б) на дымовых (топочных) газах; в) на неконденсирующихся в процессе сушки газах (азот, гелий, перегретый водяной пар и т. д.) ;

– по схеме движения сушильного агента; а) однозонные (с однократным использованием сушильного агента, с рециркуляцией); б) многозонные (с промежуточным подогревом сушильного агента, рециркуляцией его по зонам, рециркуляцией между зонами и т. п.) ;

– по давлению в сушильной камере: а) атмосферные; б) вакуумные;

– по направлению движения сушильного агента относительно материала: а) прямоточные; б) противоточные; в) перекрестно-точные; г) реверсивные. Выбор сушильного агента проводят на основе комплексного исследования технико-экономических показателей сушильной установки, ее технологической схемы и связи ее с тепловой схемой предприятия.

При проектировании сушильных установок составляют материальный и тепловой балансы установки. Для сушилок непрерывного действия материальный баланс составляется для часовых расходов воздуха, влаги, материала. Тепловой баланс в кВт позволяет аналитически определить расход теплоносителя, топлива и основные теплотехнические показатели процесса.

4.2. Материальный и тепловой балансы сушильных установок

Если считать, что сушимый материал и нагретый воздух состоят из сухой части G_c и $L_{св}$ и влаги G_v и $G_{п}$, т.е. $G_m = G_c + G_v$ и $G_{воз} = L_{св} + G_{п}$ тогда материальный баланс составим, кг/ч

$$L_{св1} + G_{п1} + G_{с1} + G_{в1} = L_{св2} + G_{п2} + G_{с2} + G_{в2}, \quad (4.1)$$

где индексы 1 и 2 относят к величинам на входе и выходе сушилки; св – сухой воздух; п – пар; с – сухая часть материала; в – влага.

Если нет потерь материала, то масса сухого вещества на входе и выходе сушилки остается неизменной, т.е. $G_{с1} = G_{с2} + G_c$.

Количество влаги $G_{п2}$ на выходе сушилки возрастает из-за испарения влаги из материала, однако в целом баланс влаги не нарушается, т.е.

$$G_{п1} + G_{в1} = G_{п2} + G_{в2} \quad (4.2)$$

$$G_{в1} - G_{в2} = G_{п2} - G_{п1} \quad (4.3)$$

Количество влаги W , кг/ч, испаренной из материала в сушилке, определяют на основе материального баланса.

$$W = G_{в1} - G_{в2} = G_{п2} - G_{п1} = L_{св} \frac{d_2 - d_1}{1000} \quad (4.4)$$

Назовем выраженное в процентах отношение массы влаги, содержащейся во влажном материале, к массе его сухой части влажностью или влагосодержа-

нием материала и обозначим его через ω . Тогда начальная влажность материала составит:

$$\omega_1 = \frac{G_{B1}}{G_C} 100\% = \frac{G_{M1} - G_C}{G_C} 100\% \quad (4.5)$$

С учетом этой формулы количество испаряемой влаги составит

$$W = \frac{G_C}{100} (\omega_1 - \omega_2), \text{ кг/ч} \quad (4.6)$$

Если известными являются количество материала, подаваемого в сушилку, G_{M1} или удаляемого из нее G_{M2} , то уравнение материального баланса будет иметь вид:

$$W = G_{M1} \frac{(\omega_1 - \omega_2)}{100 + \omega_1} = G_{M2} \frac{(\omega_1 - \omega_2)}{100 + \omega_2}, \text{ кг/ч} \quad (4.7)$$

Таким образом, количество испаренной влаги можно определить:

- если известно начальное d_1 и конечное d_2 влагосодержание воздуха и его количество $L_{св}$;
- если известны любые три из четырех характеристик сушеного материала: начальное и конечное содержание влаги в сушеном материале и исходная масса G_{M1} или масса высушенного материала G_{M2} . Возможен случай определения величины W по характеристикам G_{M1} и G_{M2} .

Иногда в практике расчета и эксплуатации сушильных установок применяют понятие влажности материала на общую массу, т.е.

$$\omega^0 = \frac{G_B}{G_M} 100 = \frac{G_B}{G_C + G_B} 100 \quad (4.8)$$

Для расчета влажности материала можно использовать формулу

$$\omega = \frac{100\omega^0}{100 - \omega^0} \quad (4.9)$$

$$\omega^0 = \frac{100\omega}{100 + \omega} \quad (4.10)$$

Уравнение материального баланса можно записать:

$$W = \frac{G_{M1}\omega_1^0}{100} - \frac{G_{M2}\omega_2^0}{100} \quad (4.11)$$

1. С какой целью удаляют влагу из материала.
2. Назовите способы удаления влаги из материала.
3. Что такое сушка материала.
4. Какие способы сушки наиболее распространены.
5. Назовите способы подвода теплоты к материалу.
6. Какие балансы составляют при проектировании сушильных установок.
7. Назовите способы определения удаленной влаги.

5. ТЕПЛОВЫЕ НАСОСЫ

5.1 Общие положения

Тепловой насос является преобразователем тепловой энергии, в котором обеспечивается повышение ее потенциала (температуры).

Тепловые насосы подразделяют на три вида: компрессионные, сорбционные и термоэлектрические.

Принцип работы компрессионных тепловых насосов основан на последовательном осуществлении процессов расширения и сжатия рабочего вещества. Тепловые насосы этого вида подразделяют на воздушнокомпрессионные и пароконпрессионные.

Принцип работы сорбционных тепловых насосов основан на последовательном осуществлении термохимических процессов поглощения (сорбции) рабочего агента (отдача теплоты) соответствующим сорбентом, а затем выделения (десорбции) рабочего агента (поглощение теплоты) из сорбента. Сорбционные установки делят на абсорбционные (объемное поглощение) и адсорбционные (поверхностное поглощение).

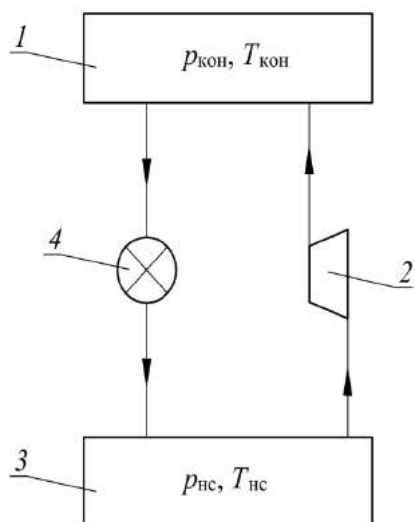


Рис. 5.1. Принципиальная схема теплового насоса

1 - конденсатор; 2 - компрессор; 3 - испаритель; 4 - регулирующий вентиль.

Термоэлектрические тепловые насосы основаны на явлении, связанном с выделением и поглощением теплоты в саях материалов при прохождении через них электрического тока. Основным типом теплонасосных систем являются парокompрессионные.

5.2 Компрессионные тепловые насосы

В тепловом насосе (рис. 5.1) компрессор засасывает из испарителя пары рабочего вещества, сжимает их и подает в конденсатор. Процесс сжатия в компрессоре сопровождается увеличением температуры и давления паров. В конденсаторе происходит конденсация паров рабочего вещества и выделение теплоты конденсации, которая должна быть отведена. Из конденсатора рабочее вещество, находящееся в жидком состоянии, поступает через регулирующий вентиль, уменьшающий давление, в испаритель, где происходит испарение жидкости. Теплота, необходимая для испарения, должна быть подведена к испарителю. Тепловые насосы могут использовать в качестве источника тепловой энергии воду, либо воздух и передавать теплоту воде (водо-водные или воздухо-водяные) либо воздуху (водо-воздушные или воздухо-воздушные). В системах отопления и вентиляции применяют воздухо-воздушные тепловые насосы.

В качестве источника тепловой энергии возможно использование вытяжного воздуха, отработанной воды системы горячего водоснабжения, грунта, подземных и морских вод, наружного воздуха, солнечной энергии.

Приводами компрессоров в тепловых насосах могут служить электродвигатели, двигатели внутреннего сгорания, работающие на природном газе, бензине и т.п. Наиболее широкое распространение получили электродвигатели и двигатели, работающие на природном газе. Применение тепловых насосов с компрессорами, работающими от электродвигателя, обычно позволяет получить теплоноситель с температурой $50 \div 60$ °С. Более высокую температуру (до $90 \div 95$ °С) получают с помощью компрессора, работающего от газового двигателя, утилизируя теплоту уходящих выхлопных газов, охлаждающей двигатель воды и смазочного масла. При этом коэффициент использования топлива можно довести до 80 % (доля энергии топлива, передаваемая в двигателе приводу компрессора, составляет 30 %: теплота, утилизированная в системе, составляет 50 %).

На рис.5.2 приведена принципиальная схема теплового насоса с газовым двигателем (в котором сжигается природный газ) для привода компрессора. Мощность двигателя регулируется путем изменения расхода газа или соотношения количества топлива и воздуха. В конденсаторе вода нагревается до температуры, при которой она может использоваться для целей горячего водоснабжения или напольного отопления помещений, подогрева воды в бассейнах и т.д. В результате прохождения через водоохлаждающую рубашку блока газового двигателя вода нагревается до $80 \div 85$ °С, а затем проходит через теплоутилизатор, где догревается за счет теплоты продуктов сгорания. При этом выхлопные газы охлаждаются (от 650 до 105°С). К недостаткам поршневых газовых двигателей относится высокий уровень шума (до 96 дБ). В связи с этим на стадии проектирования таких установок следует уделять внимание мероприятиям по шумозащите.

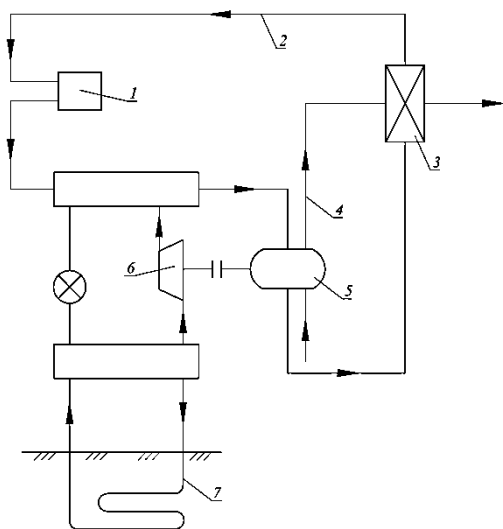


Рис.5.2. Принципиальная схема системы отопления с тепловым насосом, использующим газовый двигатель
 1 – отопительные приборы;
 2 – трубопроводы систем отопления;
 3 – теплоутилизатор отходящих газов;
 4 – отходящие газы; 5 – газовый двигатель; 6 – компрессор; 7 – источник низкопотенциальной тепловой энергии.

5.3. Рабочие вещества (агенты)

При разработке тепловых насосов большое значение имеет выбор вида рабочего вещества, поскольку оно в значительной степени влияет на величину коэффициента преобразования энергии. Идеальное рабочее вещество должно характеризоваться химической стабильностью (отсутствием разложения и полимеризации при рабочих температурах), химической инертностью по отношению к конструкционным материалам и смазочным маслам, невоспламеняемостью, не токсичностью, низкой стоимостью, невысоким давлением конденсации (не более 1,2 мПа) и низким давлением кипения, близким к атмосферному, высокой (относительно температуры конденсации) критической температурой и низкой температурой замерзания (ниже температуры кипения), а также высокой эффективностью холодильного цикла. Последнее требование является комплексным. Поскольку хладагента, который отвечал бы всем перечисленным требованиям при использовании его во всем диапазоне температур кипения и конденсации, не существует, применяют хладагенты, удовлетворяющие наиболее важным требованиям. Самыми важными критериями являются воспламеняемость, термодинамические свойства и влияние на глобальное потепление.

В тепловых насосах компрессионного типа в качестве рабочего вещества использовали главным образом хладоны (табл.5.1 и 5.2)

Наибольшее распространение получил хладон R12. Это наиболее тяжелый бесцветный текучий газ с очень слабым запахом (сладковатый запах эфира). В жидком состоянии хладон R12 не проводит электрического тока, хорошо растворяет смазочное масло, а в рабочем диапазоне температур не горюч и не взрывоопасен. Хладон R12 безвреден для человека, не токсичен. Его применяют в одноступенчатых среднетемпературных машинах в диапазоне температур кипения $+10 \div 25$ °С. Он позволяет получать температуры в конденсаторе не более $55 \div 60$ °С.

Таблица 5.1

Хладон	Температура,		Теоретический коэффициент преобразования энергии η	Объемная тепловая мощность, Дж/м ³	Степень сжатия $\rho_{\text{кон}}/\rho_{\text{ис}}$	Максимальное давление нагнетания кПа
	испарения °С	конденсации °С				
R 11	0	50	5.53	442	5.88	2.4
R 12	0	50	5,16	2286	3.96	12.4
R 21	0	50	4.64	635	5.68	4.1
R 114	0	50	4,61	783	5.06	4.6
RC 318	0	50	4.53	1161	5.12	6.8

Для получения более высоких температур конденсации применяют последовательное сжатие рабочего вещества в двух группах компрессоров.

До недавнего времени в промышленных установках охлаждения, а также кондиционирование воздуха использовали в основном одноступенчатые хладагенты (фреоны), а именно R 12, R 22, R 502, для особых целей применяли R 114, R 12B1, R 13, R 13B1, R 503.

В современной холодильной технике и кондиционировании наиболее часто применяют пять типов хладагентов. Это аммиак, фреоны, диоксид углерода, углеводороды и их смеси, а также вода, такие как R 144A, R 407A, R 507A, R 410A, NH₃.

Таблица 5.2.

Обозначения по системе		Химическая формула	Молярная масса кг/кмоль	Газовая постоянная кДж/(кг·К)	Температура °С			Критическое давление кПа	Критическая плотность	А	А ₁
ИСО	Женевской				кипения	замерзания	критическая				
R718	Вода	H ₂ O	18,00	0,46200	100	0	374,1	221,29	4,0300	7,5480	2,7870
R717	Аммиак	NH ₃	17,03	0,48816	-33,35	-77,7	132,4	113,97	0,2291	7,0284	2,6326
R10	Тетрахлорметан	CCl ₄	153,82	0,05405	77,47	-22,9	283,2	44,93	0,5540	6,6170	2,6170
R11	Фтордифторхлорметан	CFCl ₃	137,37	0,06053	23,65	-111,0	198,0	43,70	0,5702	6,5974	2,5357
R12	Дифторхлорметан	CF ₂ Cl ₂	120,91	0,06876	-29,74	155,9	112,0	96,1	41,19	0,5791	6,5741
R22	Хлордифторметан	CHF ₂ Cl	86,47	0,09616	-40,81	160,0	218,0	49,90	0,5372	6,7964	2,6320
R112	1,2-дифтортетрахлорэтан	CFCl ₂ CFCl ₂	203,83	0,04079	92,30	25,2	214,0	33,34	0,5687	6,9812	2,9812
R113	1,2-трифтортрихлорэтан	CFCl ₂ CF ₂ Cl	187,38	0,04437	46,82	35,0	145,7	33,89	0,6076	6,9168	2,7123
RI14	1,2-дихлортetraфторэтан	CF ₂ ClCF ₂ Cl	170,92	0,04864	3,63	93,9		33,33	0,6230	6,9220	2,9220
—	Воздух	N ₂ – 78,08 % O ₂ – 20,95 % CO ₂ – 0,03 % Прочие газы 0,94 %	28,95	0,28700	—	—	—	—	—	—	—

Примечание. Система ИСО – система обозначений, разработанная Международной организацией по стандартизации.

В таблице 5.2 приведены характеристики и свойства некоторых хладагентов.

Однако эти фреоны требуют применения в холодильных системах специальных дорогостоящих синтетических масел и обладают более низкой эффективностью, что приводит к повышенному энергопотреблению агрегатов и установок для выработки холода. В перспективе предполагается, что Европа и Россия вернутся к широкому использованию аммиачных и комбинированных (аммиак/диоксид углерода) систем.

Основными движущими факторами для возврата к аммиаку являются его энергетическая эффективность и экологичность. Первый фактор связан с потреблением энергии на выработку холода, второй – с отсутствием прямого вклада в глобальное потепление и естественное природное происхождение данного хладагента.

Контрольные вопросы

1. Какую задачу выполняет тепловой насос?
2. Как классифицируют тепловые насосы?
3. По какому принципу работают компрессионные тепловые насосы?
4. По какому принципу работают сорбционные тепловые насосы?
5. По какому принципу работают термоэлектрические тепловые насосы?
6. Что используют в качестве источника тепловой энергии теплового насоса?
7. Какую роль выполняют рабочие вещества (агенты) в тепловом насосе?
8. Какие требования предъявляют к рабочим веществам (агентам) в тепловых насосах?
9. Какие рабочие вещества (хладагенты) применяют в настоящее время в холодильных установках и установках кондиционирования воздуха?
10. Какие факторы являются главными при выборе хладагента?

6. ГИДРАВЛИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ ТЕПЛООБМЕННЫХ АППАРАТОВ

Задачей гидравлического расчета является определение величины потери давления теплоносителей при их движении через теплообменные аппараты (теплообменники). Падение давления $\Delta p_{\text{то}}$ в теплообменниках при прохождении теплоносителя по трубам и в межтрубном пространстве складывается из потерь на сопротивления трению и на местные сопротивления, Па, т.е.

$$\Delta p_{\text{то}} = \Delta p_{\text{тр}} + \Delta p_{\text{м.с.}} = \frac{\lambda l}{d_3} \frac{\omega^2}{2} \rho + \Sigma \xi \frac{\omega^2 \rho}{2} \quad (6.1)$$

где λ – коэффициент гидравлического трения (величина безразмерная; для стальных труб $\lambda \approx 0,03$, для латунных $\lambda \approx 0,02$); l – длина трубы или канала, м; $d_3 = \frac{4f}{S}$ – эквивалентный диаметр сечения канала, м; ω – средняя скорость движения теплоносителя на данном участке, м/с; ρ – плотность теплоносителя, кг/м³; f – площадь сечения прохода теплоносителя, м²; S – смоченный периметр прохода теплоносителя, м; $\Sigma \xi$ – сумма коэффициентов местных сопротивлений (рис. 6.1).

При перекачке вязких жидкостей рекомендуют коэффициент гидравлического трения определять по эмпирической зависимости:

$$\lambda = 0,02 + 1,7/Re^{0.5} \quad (6.2)$$

где Re – число Рейнольдса для потока жидкости.

Ускорение потока газообразных жидкостей в каналах постоянного сечения вследствие изменения объема (например, при нагревании) вызывает потерю давления Δp_y , Па, равную:

$$\Delta p_y = \rho_2 \omega_2^2 - \rho_1 \omega_1^2 \quad (6.3)$$

где ρ_1 и ρ_2 – плотность газа во входном и выходном сечениях потока, кг/м³; ω_1 и ω_2 – скорости во входном и выходном сечениях потока, м/с.

Если теплообменник, по которому движется газообразная жидкость, сообщается с окружающей средой (атмосферой, пространством под вакуу-

мом и т. д.), надо учитывать гидростатическое давление столба жидкости по формуле

$$\Delta p_{\text{гс}} = \pm h(\rho_1 - \rho_0) \quad \text{Па} \quad (6.4)$$

где $\Delta p_{\text{гс}}$ – гидростатическое давление, Па; h – расстояние по вертикали между входом и выходом теплоносителя, м (берется со знаком плюс при движении теплоносителя сверху вниз и со знаком минус – при движении снизу вверх); ρ_1 и ρ_0 – средние плотности теплоносителя и окружающего воздуха, кг/м³.

При движении теплоносителя по замкнутому контуру, без разрыва струи, величина $\Delta p_{\text{гс}} = 0$.

Из сказанного выше следует, что в общем случае полное падение давления Δp , Па, при движении теплоносителей через аппарат равно:

$$\Delta p = \Delta p_{\text{то}} + \Delta p_{\text{;y}} + \Delta p_{\text{гс}} \quad (6.5)$$

Обобщенную формулу (6.4) применяют для гидравлического расчета различных теплообменных аппаратов поверхностного типа. При подборе механизма, создающего циркуляцию теплоносителя в теплообменных аппаратах (насоса, вентилятора и т. д.), необходимо также учитывать потери давления $\Delta p_{\text{тр}}$ в соединительных коммуникациях: трубопроводах, каналах. Кроме того, при подъеме насосом жидкости с разрывом струи на высоту H учитывается гидростатическое давление столба жидкости

$$\Delta p_{\text{гс}} = H\rho_{\text{ж}}g, \quad (6.6)$$

где g – ускорение свободного падения, м/с².

Следовательно, необходимый располагаемый перепад давлений, создаваемый насосом, должен быть равен:

$$\Delta p_{\text{р}} = \Delta p_{\text{то}} + \Delta p_{\text{гс}} + \Delta p_{\text{тр}} \quad (6.7)$$

соответствующее значение необходимого напора H , м, создаваемого насосом, определяют из выражения

$$H_{\text{р}} = \frac{\Delta p_{\text{о}}}{\rho_{\text{ж}}g} \quad (6.8)$$

Мощность N , кВт, на валу насоса или вентилятора определяют по формуле:

$$N = \frac{G \Delta p_p}{1000 \rho \eta_n} \quad (6.9)$$

где G – расход рабочей среды, кг/с; Δp_p – гидравлическое сопротивление аппарата, Па; ρ – плотность рабочей среды, кг/м³; η_n – к. п. д. насоса или вентилятора.

Гидравлическое сопротивление Δp , Па, насадок в скруббере или ректификационной колонне определяют по формуле

$$\Delta p = \frac{4 \lambda H \rho g \omega_o^2}{d_r \cdot 2 S_{ж}^2} \quad \text{Па} \quad (6.10)$$

где λ – коэффициент гидравлического трения; H – высота слоя насадки, м; d_r – гидравлический диаметр насадки, м; ρ – плотность газа, кг/м³; ω_o – скорость набегающего потока газа, м/с; $S_{ж}$ – площадь среднего живого сечения насадки – величина, численно равная свободному объему насадки $V_{св}$, м²/м². Коэффициент трения сухих (неорошаемых) насадок для турбулентного режима при $Re > 40\lambda$ равен $4/Re^{0.2}$; для ламинарного режима при $Re < 40\lambda$ равен $35/Re$. Критерий Рейнольдса для насадок равен

$$Re = \frac{\omega_o d_r}{\nu V_{св}} = \frac{d_r \omega}{\nu} \quad (6.11)$$

где $\omega = \frac{w_o}{V_{св}}$ – действительная скорость движения газа в насадке, м/с.

На рис. 6.1 представлены простейшие схемы включения теплообменников. В схеме на рис. 6.1, а) теплообменник подключен к тепловой сети. Горячая вода поступает из подающего трубопровода (со знаком плюс), проходит по аппарату и, охладившись, уходит в обратный трубопровод (со знаком минус). В этом случае задается $\Delta p_p = p_1 - p_2$ (располагаемая разность давлений в прямой и обратной линиях). При проектировании теплообменника необходимо, чтобы $\Delta p_p \geq \Delta p_{то} + \Delta p_{тр}$, где $\Delta p_{то}$ и $\Delta p_{тр}$ – расчетное падение давлений в теплообменнике и соединяющих трубопроводах.

Если $\Delta p_{то} + \Delta p_{тр} > \Delta p_p$, то расход греющей среды и, как правило, теплопроизводительность теплообменника будут меньше расчетных; если $\Delta p_{то} + \Delta p_{тр} < \Delta p_p$, то соответственно завышается расход греющей среды, при этом окажется бесполезно завышенной поверхность нагрева теплообменника. В схеме рис.6.1, б) теплообменный аппарат 1 обогревается жидкостью, которая в свою очередь нагревается в змеевике, расположенном в топке 3. В этом случае движущей силой, создающей циркуляцию жидкости, является гравитационный напор $\Delta p_{гр}$, и формула для данного случая примет следующий вид:

$$\Delta p_p = \Delta p_{гр} \geq \Delta p_{то} + \Delta p_{зм} + \Delta p_{тр} \quad (6.12)$$

где $\Delta p_{то}$ и $\Delta p_{зм}$ — потери давления на трение и местные сопротивления в теплообменнике и змеевике; $\Delta p_{тр}$ — потери давления в подводящих трубопроводах.

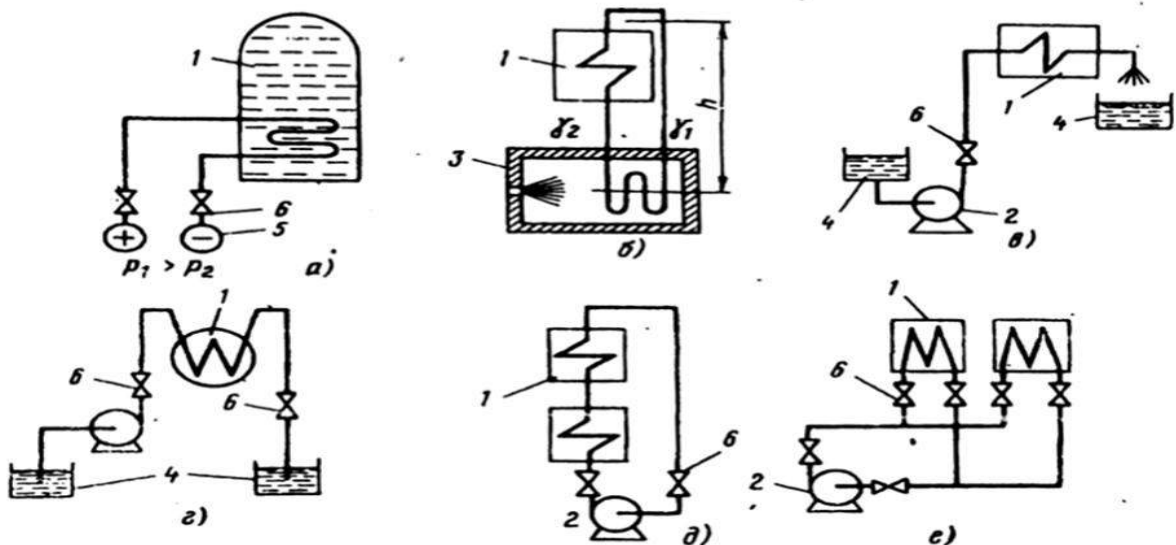


Рис. 6-1. Схемы включения теплообменников.

а — к теплосети; б — к топке с естественной циркуляцией теплоносителя; в — с разрывом струи; г — с сифоном; д — последовательное включение двух теплообменников; е — параллельное включение двух теплообменников; 1 — теплообменники; 2 — насосы; 3 — топка; 4 — баки или колодцы; 5 — трубы теплосети; 6 — вентили или задвижки.

На рис. 6.1, в) показана схема, в которой теплообменник расположен на некоторой высоте относительно насоса, и теплоноситель сливается в верхний бак с разрывом струи. В этом случае формула (6.4) имеет вид:

$$\Delta p_{гр} = \Delta p_{то} + \Delta p_{гс} + \Delta p_{тр} \quad (6.13)$$

На рис. 6.1, з) представлена схема включения теплообменника с сифоном, когда входной и выходной патрубки трубопроводов погружены в резервуары, находящиеся под одинаковым давлением. При этом $\Delta p_{гс} = 0$. По этой схеме, например, включаются конденсаторы паровых турбин электростанций. В схеме рис. 6.1, д) теплообменники включены последовательно, их гидравлические сопротивления суммируются, поэтому

$$\Delta p_p = \Delta p'_{то} + \Delta p''_{то} + \Delta p_{гр} \quad (6.14)$$

где $\Delta p'_{то}$ и $\Delta p''_{то}$ – падение давления в теплообменниках. В системах с насосной циркуляцией величиной $\Delta p_{гс}$ обычно пренебрегают. Если теплообменники включены параллельно (рис. 6.1, е) и имеют одинаковое гидравлическое сопротивление, расчет ведется по одному из них, наиболее удаленному от насоса. Расход рабочей среды, а следовательно и теплопроизводительность теплообменников, включенных ближе к насосу, регулируются затем при помощи вентиля. Оптимальная скорость теплоносителя в теплообменнике выбирается исходя из технико-экономических соображений. С повышением скорости теплоносителя растет коэффициент теплопередачи, уменьшаются размеры и соответственно стоимость теплообменника. В то же время увеличивается расход электроэнергии на перекачку теплоносителя.

Контрольные вопросы

1. Что является задачей гидравлического расчета?
2. Из каких видов сопротивления складывается суммарное гидравлическое сопротивление теплоиспользующего устройства?
3. Чем обуславливаются гидравлические потери на трение в трубах и каналах теплообменных аппаратов?
4. От чего зависит величина коэффициента трения?
5. Чем обусловлены гидравлические потери давления на местные сопротивления?
6. Напишите формулу для определения потерь на трение.

7. Напишите формулу для определения гидравлических потерь на местные сопротивления, укажите, как определяется коэффициент местных потерь.
8. Напишите формулу для определения потерь давления, обусловленных ускорением потока.
9. Как в зависимости от температуры (при прочих равных условиях) изменяется гидравлическое сопротивление для жидкости и газа?
10. Как определяется необходимый напор (или давление) насоса для теплообменника, включенного параллельно, и как в случае последовательного включения его в систему с другими теплообменниками?
11. Напишите формулу для потери давления в насадках скруббера или ректификационной колонны.
12. Напишите формулу для определения мощности, необходимой для перемещения рабочей среды через аппарат.
13. На какой перепад давлений следует рассчитывать теплообменник, включенный в тепловую сеть?
14. Как изменится расход электроэнергии в зависимости от температуры перемещаемой через аппарат среды?

7. ТЕПЛОМАССОБМЕННЫЕ АППАРАТЫ

Рассмотренное в данном учебном пособии тепломассообменное оборудование применяется в системах энергетики, теплогазоснабжения, вентиляции, кондиционирования воздуха, холодоснабжения и в технологических установках. Тепломассообменные аппараты являются одним из наиболее распространенных важных элементов в этих системах. На рис. 7.1 представлена классификация тепломассообменных аппаратов по их назначению.

Тепломассобменные аппараты систем ТГВ
по назначению

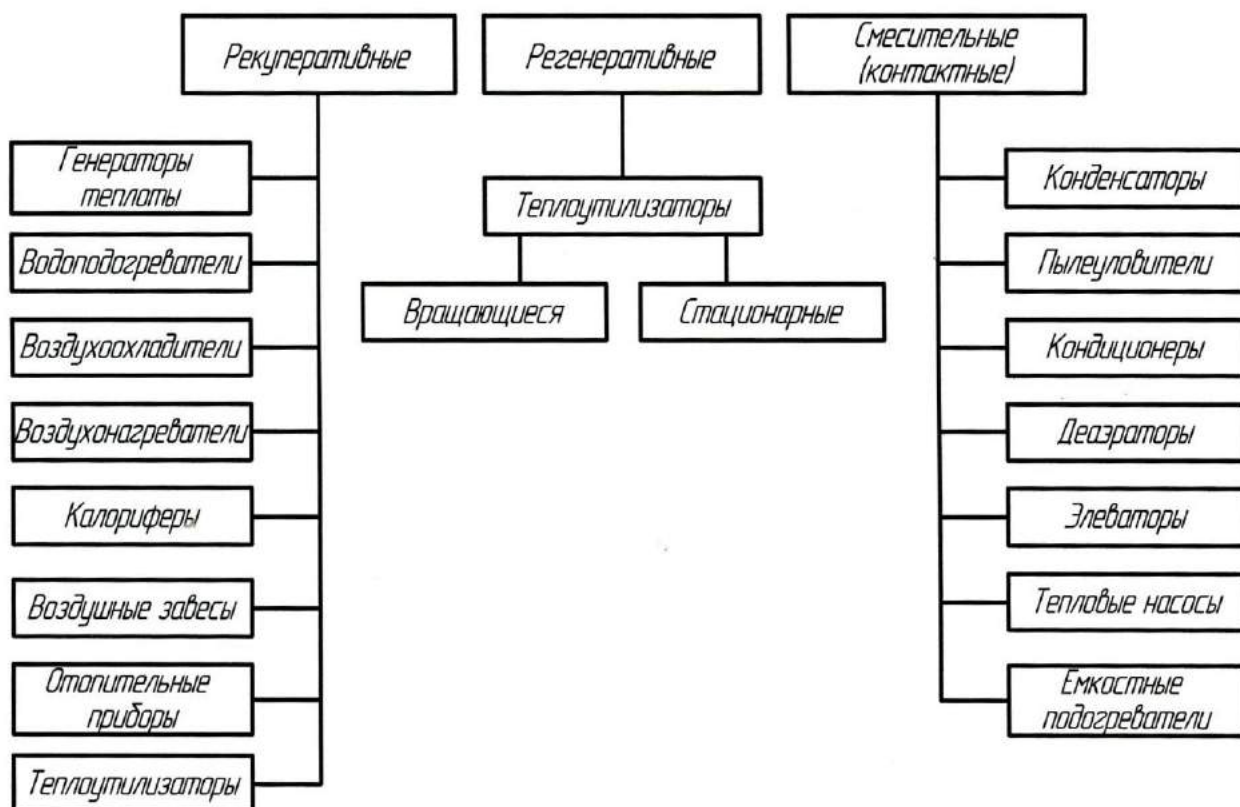


Рис. 7.1. Типы и конструкции аппаратов, в перечисленных системах следует искать в справочниках и каталогах различных организаций, например, [5, 6, 11].

Библиография

1. Балаков Ю.Н., Безопасность энергоустановок в вопросах и ответах/ Ю.Н. Балаков – практ. пособие, часть 1 – М. Изд. МЭИ, 2008. – 768с.
2. Богословский В.Н. Отопление и вентиляция/ В.Н. Богословский, В.И. Новожилов, Б.Д. Симаков, В.П. Титов. Под ред. В.Н. Богословского, ч.2, Вентиляция - М., Стройиздат, 1976.– 439с.
3. Богословский В.Н. Теплофизика аппаратов утилизации тепла систем отопления, вентиляции и кондиционирования воздуха/ В.Н. Богословский, М.Я. Поз.- М.: Стройиздат, 1983.– 320с.
4. Голубков Б.Н. Теплотехническое оборудование и теплоснабжение промышленных предприятий/ Б.Н. Голубков, О.Л. Данилов, Л.В. Зосимовский и др.; Под ред. Б.Н. Голубкова.– 2-е изд. перераб.– М.: Энергия, 1979 г.– 544с.
5. Крупнов Б.А. Отопительные приборы, производимые в России и Ближнем Зарубежье/ Б.А. Крупнов, Д.Б. Крупнов. 3-е изд. доп. и перераб.– М.: Изд-во Ассоциации строит. ВУЗов, 2010.– 152с.
6. Лебедев П. Д. Теплообменные, сушильные и холодильные установки.– 2-е изд. перераб.– М.: Энергия, 1972.– 320с.
7. Назмеев Ю.Г. Теплоэнергетические системы и энергобалансы промышленных предприятий. Ю.Г. Назмеев, И.А. Конохина. – учеб. пособие, – М. Изд. МЭИ, 2003. – 407с.
8. ООО ВЕЗА . – http://hvac-online.ru/company/veza_ooo.
9. Промышленные тепломассообменные процессы и установки. /Под ред. А. М. Бакластова/-М.: Энергоатомиздат, 1986. – 328с.
10. Промышленная теплоэнергетика и теплотехника: Справочник /Под. ред. В. А. Григорьева и В. М. Зорина/ - М.: Энергоатомиздат, 1991. – 588с.
11. СП 41–101–95 Проектирование тепловых пунктов – М.: Минстрой России, 1976. – 78с.

Оглавление

ВВЕДЕНИЕ.....	3
1. КЛАССИФИКАЦИЯ ТЕПЛООБМЕННЫХ АППАРАТОВ...	8
1.1. Теплоносители.....	9
1.2. Конструкции рекуперативных аппаратов поверхностного типа не- прерывного действия.....	14
1.3. Конструкторский и тепловой расчеты аппаратов поверхностного типа.....	27
1.4. Определение физических параметров и скоростей движения тепло- носителей.....	29
1.5. Тепловые балансы теплообменных аппаратов.....	31
1.6. Определение средней разности температур.....	35
1.7. Определение коэффициентов теплоотдачи и теплопередачи.....	38
1.8. Определение поверхности теплообмена.....	41
1.9. Конструктивные размеры аппарата.....	41
1.10. Определение диаметров патрубков.....	46
1.11. Проверочные расчеты теплообменных аппаратов.....	46
1.11.1. Теплопередача без изменения агрегатного состояния теплоно- сителей.....	47
1.11.2. Теплопередача при изменении агрегатного состояния тепло- носителей.....	49
1.12. Интенсификация теплообмена в трубчатых теплообменниках.....	51
1.13. Теплообменные аппараты с электрообогревом.....	52
1.13.1. Электрические нагреватели сопротивления.....	55
1.13.2. Расчет электронагревателей сопротивления.....	57
Контрольные вопросы.....	59
2. ТЕПЛООБМЕННЫЕ АППАРАТЫ СМЕШИВАЮЩЕГО ТИПА (КОНТАКТНЫЕ).....	60
2.1. Конструкции аппаратов смешивающего типа.....	74

2.2. Деаэрационные установки.....	79
Контрольные вопросы.....	87
3. ТЕПЛООБМЕННЫЕ АППАРАТЫ ПЕРИОДИЧЕСКОГО ДЕЙСТ- ВИЯ.....	87
3.1. Регенеративные аппараты.....	87
3.2 Рекуперативные аппараты.....	90
3.3 Тепловой расчет регенераторов.....	91
Контрольные вопросы.....	93
4. СУШИЛЬНЫЕ УСТАНОВКИ.....	93
4.1. Классификация сушильных установок.....	94
4.2. Материальный и тепловой балансы сушильных установок.....	95
Контрольные вопросы.....	97
5. ТЕПЛОВЫЕ НАСОСЫ.....	97
5.1 Общие положения.....	97
5.2 Компрессионные тепловые насосы.....	98
5.3. Рабочие вещества (агенты).....	100
Контрольные вопросы.....	103
6. ГИДРАВЛИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ ТЕПЛООБМЕННЫХ АППАРАТОВ..	104
Контрольные вопросы.....	108
7. ТЕПЛООБМЕННЫЕ АППАРАТЫ	109
Библиография.....	111
Оглавление.....	112

Болдин Владимир Петрович
Сухов Вячеслав Васильевич

ТЕПЛОМАССООБМЕННОЕ ОБОРУДОВАНИЕ ПРЕДПРИЯТИЙ

Учебное пособие

Подписано в печать Формат 60x90 1/8 Бумага газетная. Печать трафаретная.
Уч. изд. л. 13,7. Усл. печ. л. 14,1. Тираж 300 экз. Заказ №

Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение высшего образования «Нижегородский государственный архитектурно-строительный университет»
603950, Нижний Новгород, ул. Ильинская, 65.
Полиграфический центр ННГАСУ, 603950, Н.Новгород, Ильинская, 65
<http://www.nngasu.ru>, srec@nngasu.ru