Библиотека СОК

МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ
МОСКОВСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ УНИВЕРСИТЕТ ТЕХНОЛОГИЙ И УПРАВЛЕНИЯ
(образован в 1953 году)

Кафедра Холодильных систем и технологий

В.Ю. Воскресенский, Т.Г.Мороз, В.В.Фадеев

ТЕПЛОТЕХНИКА

Учебно-практическое пособие для студентов технологических специальностей всех форм обучения



Москва – 2004

УДК 621.1.01(075.8)

© Воскресенский В.Ю., Мороз Т.Г., Фадеев В.В. П/ред. В.Ю.Воскресенского. Теплотехника. Учебно-практическое пособие.– М.,МГУТУ, 2004

Учебное пособие предназначено для студентов механических и технологических специальностей, изучающих по системе дистанционного обучения дисциплину “Теплотехника“. В кратком и систематизированном виде, в дополнение к ранее изученным материалам по курсу физики, рассматриваются основные законы технической термодинамики и теории тепло-массообмена. В свете этих законов рассматриваются общие принципы действия, расчета и рационального использования современного теплового и, в меньшей мере, холодильного оборудования, применяемого в том числе и на предприятиях пищевой промышленности. В пособии опущен ряд традиционных тем (политропные процессы, термодинамические потенциалы, основы теории теплового подобия, двигатели внутреннего сгорания и ряд других). Студенты могут при необходимости воспользоваться рекомендованной литературой. Изложение важнейших тем дисциплины сопровождается контрольными вопросами, тренировочными заданиями в виде учебных тестов с объяснением ответов, упражнениями и примерами с подробными решениями.

Пособие предназначено для студентов факультетов Управления и информатизации (спец.1706) и Технологического менеджмента (спец.2701-2712, 3511) 3-го курса полной и 2-го курса сокращенной форм обучения

Авторы: Воскресенский Всеволод Юрьевич (раздел I), Мороз Тамара Георгиевна (раздел II), Фадеев Владимир Васильевич (раздел III).

Рецензенты: Щеренко А.П. проф. д.т.н. директор института оборудования и информационных технологий Московского государственного университета пищевых производств
Мороз С.Ф. доцент кафедры ОКМ, Московского энергетического института (Технического Университета).

Редактор Свешникова Н.И.

ISBN 5 – 89933 – 032 – 5

© Московский государственный университет технологий и управления, 2004
109004 М., Земляной вал, 73

С о д е р ж а н и е

Раздел 1.ТЕХНИЧЕСКАЯ ТЕРМОДИНАМИКА..... 4
1.Термодинамические параметры состояния..... 5
2. Первый закон и уравнение первого закона термодинамики..... 7
3. Открытые термодинамические системы (потоки рабочего тела)..... 13
4. Простейшие термодинамические процессы в открытых системах..... 15
5.Второй закон термодинамики..... 16
6.Термодинамические свойства рабочих тел. Пар..... 17
7. Термодинамические свойства газов..... 22
8. Круговые термодинамические процессы рабочих тел
в теплосиловых установках и холодильных машинах..... 24
Вопросы для самоконтроля по разделу 1..... 28
Тест по разделу 1..... 28
Раздел 2. ТЕПЛОПЕРЕДАЧА..... 28
1.Теплопроводность..... 29
2.Конвективный теплообмен (теплоотдача)..... 33
3.Теплообмен при изменении агрегатного состояния вещества..... 45
4. Теплопередача 47
5. Теплообмен при излучении 50
6 Теплообменные аппараты..... 51
Вопросы для самоконтроля по разделу 2..... 55
Тест по разделу 2..... 55
Раздел 3. ПРОМЫШЛЕННАЯ ТЕПЛОЭНЕРГЕТИКА..... 55
1. Топливо. Энергетическое топливо. Виды и назначение топлив..... 55
2. Котельные установки..... 59
3.Паровые котлы..... 64
4.Водоподготовка..... 67
5. Тепловой баланс котельного агрегата..... 69
6. Отопление, вентиляция и кондиционирование воздуха..... 73
Вопросы для самоконтроля по разделу 3..... 76
Тест по разделу 3..... 76
Ответы на вопросы тестов по разделам 1,2,3..... 76
Решение тренировочных заданий..... 76
Тест по дисциплине..... 79
Вопросы к экзамену..... 79
Список рекомендуемой литературы..... 80

Раздел 1. Т Е Х Н И Ч Е С К А Я Т Е Р М О Д И Н А М И К А

В нашем курсе мы в первую очередь рассмотрим объекты, которые называют *рабочими телами и теплоносителями.* Основными рабочими телами являются *газ, водяной пар и хладагенты - аммиак и фреоны.*

Газ является рабочим телом в двигателях внутреннего сгорания на транспортных средствах, в газотурбинных установках на газоперекачивающих станциях, в воздушных холодильных машинах, а также во вспомогательном оборудовании – компрессорах, детандерах, воздуходувках, калориферах, во множестве теплообменников. Водяной пар и вода являются рабочим телом в паротурбинных установках тепловых, в том числе атомных электростанций. Наряду с тем вода и водяной пар являются важнейшими *теплоносителями*, используемыми в теплофикационных системах, в районных и заводских котельных, во множестве теплообменных – нагревающих и охлаждающих - аппаратов, установленных на предприятиях пищевой и других отраслей промышленности.

Хладагенты заполняют контуры холодильных машин на хладокомбинатах и холодильниках, в том числе в бытовых холодильниках. В холодильных системах также используются теплоносители (рассолы), однако традиционно их называют хладоносителями.

Особенностью рабочего тела является его способность сжиматься и расширяться, особенно при конденсации и испарении. При этом рабочее тело увеличивает или уменьшает *содержащуюся в нем энтальпию и энтропию* за счет воспринимаемых извне или отдаваемых вовне *потоков энергии.*

Как установлено первым законом термодинамики, имеют место два принципиально различных, качественно отличающихся вида таких потоков энергии:

1)возникающие при *совершении работы сил давления* (за счет изменения объема рабочего тела в замкнутом объеме) и *технической работы* (за счет изменения его давления в потоке рабочего тела);

2)возникающие вследствие разности температур, вызывающей *теплообмен*.

Теплоносители отличаются от рабочих тел тем, что не участвуют в совершении работы сил давления и технической работы: их назначение – воспринимать тепловые потоки от нагретых объектов, по трубопроводам направляться к другим, холодным объектам и передавать им эти тепловые потоки.

Рабочее тело, циркулируя по контуру теплосиловой машины, способно превращать часть подведенного к нему теплового потока в работу над внешней средой, и наоборот, совершенная над рабочим телом работа может превращаться с помощью рабочего тела в тепловой поток, передаваемый внешней среде.

При этом количество энергии, переносимой этими двумя потоками энергии, измеряется теперь, с введением единиц СИ, в одинаковых единицах – джоулях, килоджоулях, мегаджоулях и проч.[1] Тепловые потоки, образующиеся при

1 В теплофикации по старинке единицей изменения теплового потока – «отпускаемого тепла» - служит старая единица – килокалория, гигакалория и проч.

сжигании топлива – горючих газов, бензина – служат источником для производства потоков энергии, называемых работой, в частности, потоков электроэнергии на электростанциях. Эти превращения сопровождается, увы, неизбежным выбросом большей части исходного теплового потока в атмосферу.

1. ТЕРМОДИНАМИЧЕСКИЕ ПАРАМЕТРЫ СОСТОЯНИЯ

Способность рабочего тела и совершать работу, и вступать в теплообмен при изменении его объема и соответственно энтропии позволяет использовать рабочее тело для превращения теплового потока в поток, образующийся при совершаемой работы, а также и для обратного превращения – работы в тепловой поток. Первый вид превращения совершается в теплосиловых установках (двигателях) электростанций и транспортных средств, второй – в холодильных машинах и тепловых насосах, а также в процессах трения.

Поэтому изучение свойств рабочего тела и его способностей к преобразованию потоков энергии – работы и теплового потока – друг в друга является важнейшей задачей технической термодинамики.

1.1.Равновесные состояния

Если внутри термодинамической системы между ее частями нет переноса массы (перемешивания) и переноса энергии (в формах работы или теплообмена), соответственно если система находится в состоянии внутреннего и внешнего покоя, то такую систему называют *равновесной*. Если *неравновесную* систему изолировать от внешней среды, то она рано или поздно перейдет самопроизвольно в равновесное состояние.

Мы принимаем также, что равновесное состояние характеризуется также однородностью свойств во всех частях системы и поэтому определяется минимальным числом параметров по сравнению с неравновесным состоянием. В частности, равновесное состояние большинства рабочих тел определяется *двумя* параметрами состояния. Остальные параметры зависят от первых двух.

1.2.Основные параметры равновесного состояния

Равновесное состояние термодинамической системы описывают, указывая значения ее *параметров состояния.*

Параметрами состояния равновесной термодинамической системы являются:

v, $м^3$/кг - удельный объем;

p, Па - давление;

t, ^oC - температура.

Эти первые три параметра называются *термическими*. Они могут быть непосредственно измерены, например, ареометрами, манометрами, термометрами. Следующая группа параметров называется *калорическими* параметрами состояния. Их называют также *функциями состояния,* поскольку их значения в таблицах представлены как функции термических параметров. Эти табличные

Эти же единицы иногда еще используют в диетологии для обозначения энергетической ценности продуктов питания. В электроэнергетике поток электроэнергии вычисляют в киловатт-часах.

значения - результат сложных и дорогостоящих исследований. Калорическими параметрами являются:

u, кДж/кг - удельная (отнесенная к одному кг) внутренняя энергия;

h, кДж/кг - удельная энтальпия;

s, кДж/кг/К - удельная энтропия.

1.3. Давление

Давление газов, паров измеряют манометрами. Вследствие конструктивных особенностей манометров приходится различать *абсолютное* и *избыточное* давление. То давление, которое газ оказывает на стенки сосуда, называют абсолютным. Однако манометры измеряют не абсолютное давление, а *разность между абсолютным и атмосферным давлением*. Эту разность, т.е. непосредственно показания манометра называют *избыточным давлением*. Чтобы в практической работе на производстве пользоваться таблицами термодинамических свойств рабочих тел, необходимо уметь переводить показания манометра (избыточное давление) в собственно давление газа или пара на стенки (абсолютное давление).

Принимаются следующие обозначения:

$p_а$ (или просто p) - абсолютное давление, в таблицах выражается обычно в *килопаскалях* (кПа) или *мегапаскалях* (МПа), а иногда в *барах* (бар);

$p_и$ - избыточное давление (по манометру), причем это давление на шкалах манометров принято выражать в старой системе единиц, т.е. в кГс/см^2 (*килограмм-сила на квадратный сантиметр*),

B - барометрическое, или атмосферное давление, измеряемое по барометру, отградуированному обычно в мм рт.ст.

Вычисление абсолютного давления производится по формуле

$$p_а = p_и + B \,. \qquad (1\text{-}1)$$

Чтобы воспользоваться этой формулой, надо уметь выразить кГс/см^2 и мм рт.ст. в кПа или МПа. В приближенных расчетах (прикидках) при невысоких давлениях можно (с целью упростить и ускорить расчет) принять, что

$$1 \text{ кГс/см}^2 \cong 1 \text{ бар} = 100\text{кПа} = 0{,}1 \text{ МПа},$$

$$B \cong 1 \text{ бар} = 100 \text{ кПа} = 0{,}1 \text{ МПа}.$$

1.4. Температура

Как уже отмечалось, под термодинамическим равновесием понимается состояние покоя всех частей равновесной термодинамической системы. Причем, для термодинамического равновесия недостаточно, чтобы выполнялись условия только механического равновесия. Как показывает опыт, обобщенный т.н. нулевым законом термодинамики, равновесное состояние термодинамической системы достигается только при необходимом дополнительном условии - равенстве температур каждой из частей системы. А если система не изолирована от внешней среды, то для термического равновесия необходимо также и равенство температур системы и среды.

Шкала температур, показывающая, какая температура и на сколько выше, исторически была определена выбором термометрических тел, свойства которых, например, удельный объем или электрическое сопротивление монотонно изменяются с изменением температуры. Температурной шкалой, не зависящей от природы термометрического тела, является термодинамическая шкала температур. Абсолютная термодинамическая шкала температур выражается в кельвинах и обозначаемая через T. Соотношение между нею и стоградусной шкалой, обозначаемой через t и измеряемой в ^{0}C, имеет вид

$$T = t + 273{,}15.$$

Термодинамическая шкала температур в кельвинах является и *абсолютной,* поскольку в силу т.н. третьего закона термодинамики равновесные системы при T = 0 должны находиться в состоянии, практически недостижимом.

1.5. Удельная внутренняя энергия

Если внутренняя энергия системы обозначается через U, кДж, а масса через m, кг, то удельная внутренняя энергия равна

$$u = U/m, \text{ кДж/кг}.$$

Существенно, что для технических расчетов термодинамических процессов нужно знать и вводить в расчет или определять исключительно *разность внутренних энергий начала и конца процесса,* т.е. Δu или ΔU.

1.6. Энтальпия. Удельная энтальпия

Подавляющее большинство процессов, совершаемых в теплосиловых и холодильных машинах, а также в технологических аппаратах - это или изобарные процессы, или адиабатные процессы в *открытых* системах. Термодинамические расчеты этих процессов сопряжены не с самой величиной удельной внутренней энергии, а с некоторой суммой, равной u+ pv. Эту сумму обозначают через h и называют *удельной энтальпией* рабочего тела или теплоносителя:

$$h = u + pv, \text{ кДж/кг}. \qquad (1\text{-}2)$$

Соответственно *энтальпия* всего рабочего тела или теплоносителя

$$H = U + pV, \text{ кДж}.$$

2.ПЕРВЫЙ ЗАКОН И УРАВНЕНИЕ ПЕРВОГО ЗАКОНА ТЕРМОДИНАМИКИ

2.1.Термодинамическая система

Термодинамическое исследование начинается с выделения *термодинамической системы* - ограниченной области пространства, подлежащей рассмотрению, например, газового объема, массы кипящей жидкости или других объектов. Все, что находится вне термодинамической системы и может взаимодействовать с нею, называют *внешней,* или *окружающей средой*. Термодинамическая система должна быть мысленно отделена от внешней среды *границей* термодинамической системы Назначение границы - фиксировать взаимодействие между термодинамической системой и внешней средой, а именно, вести учет потоков энергии, поступающих в систему (или выходящих из нее) и изменяющих энергию, аккумулируемую внутри системы.

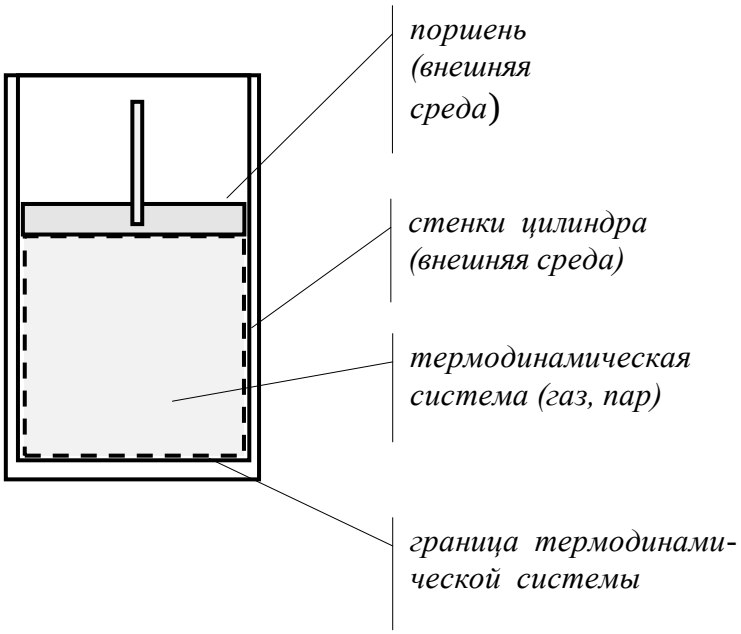


Рис.1-1.Простейшая термодинамическая система (закрытая)

Если граница непроницаема для массы вещества, то границу и соответственно термодинамическую систему называют *закрытой*. В противном случае мы имеем *открытую границу* и *открытую термодинамическую систему*. Например, фреон, циркулирующий в бытовом холодильнике, рассматривается как закрытая система, если пренебречь мизерными утечками фреона через стенки холодильной машины. Напротив, внутренние полости теплообменного аппарата, турбины или компрессора, через которые протекает рабочее тело и которые имеют входное и выходное отверстия, служат примером открытых систем. Нашей конечной целью является анализ, в основном, открытых систем.

Если через границу закрытой термодинамической системы переносится энергия только в форме работы сил, то такая система называется *адиабатической,* или *адиабатно изолированной.* Иначе, *адиабатной называют систему без теплообмена.* Турбины, компрессоры, воздуходувки – адиабатные системы.. Наконец, если граница непроницаема и для массы вещества, и для энергии в любой форме, то мы имеем *изолированную* термодинамическую систему.

2.1. Две формы потока энергии - работа и тепловой поток

Из повседневного опыта следует, что давление, температуру и другие параметры состояния термодинамической системы можно изменить, изменяя его объем (или, например, намагниченность, поляризацию), то есть совершив работу сил механической (магнитной, электрической) природы. Но можно изменить состояние системы без совершения работы, только за счет теплообмена с внешней средой.

Подчеркнем два обстоятельства.

- Какой-либо третьей формы потока энергии не существует, если ограничиться рассмотрением закрытых термодинамических систем – систем, непроницаемых для потока массы вещества. Это положение является существенной частью первого закона термодинамики.
- Поток энергии, как и любой поток, струя, имеет, очевидно, протяженность. Правомерен вопрос: что есть величина потока? В термодинамике, как и в математике, величину потока всегда привязывают к определенной геометриче-

ской поверхности – контрольной поверхности, которую пересекает поток. Именно здесь можно выразить величину потока энергии в джоулях или ваттах, а величину потока массы в кг или кг/с. За пределами этой секущей поверхности величина потока может иметь совсем другие значения.

2.2.Первый закон термодинамики. Внутренняя энергия

Первый закон термодинамики вводит понятие *внутренней энергии* и с ее помощью определяет взаимосвязь между работой и теплопритоком.

Таким образом, и при совершении работы, и при осуществлении теплообмена термодинамическая система, ее масса является аккумулятором - носителем, приемником и источником - энергии, переносимой сквозь границу "система-среда". Причем, здесь энергия может аккумулироваться при неподвижном центре массы системы, тем самым без изменения кинетической и потенциальной составляющих механической энергии термодинамической системы в целом. В таком случае аккумулятором, поглощающим или производящим потоки энергии, проходящие через границу термодинамической системы, является молекулярное и внутримолекулярное движение и межмолекулярное взаимодействие. Эта форма аккумулирования энергии, не проявляющаяся в механике, названа *внутренней энергией*.

Если состояние системы определяется, например, температурой и давлением, то и величина внутренней энергии однозначно определяется температурой и давлением. Говорят:

внутренняя энергия есть однозначная функция состояния термодинамической системы и изменяется только потоками энергии (работа, теплообмен) через границы системы.

Это утверждение выражает первый закон термодинамики. Его суть в том, что если после изменения параметров состояния (температура, давление) вернуть их к первоначальному значению, то и внутренняя энергия вернется к ее первоначальному значению

2.3. Уравнение первого закона термодинамики

В соответствии с формулировкой первого закона можно составить уравнение энергетического баланса термодинамической системы, достаточно лишь установить, какое направление для переноса энергии при работе и при теплообмене будет положительным. При совершении работы положительным принимают направление из термодинамической системы во внешнюю среду. В отношении теплообмена общепринято положительным считать теплообмен, направленный от внешней среды к термодинамической системе, т.е. *теплоприток* к системе.

Примем обозначения:

Q - теплоприток к термодинамической системе, Дж (джоуль);

U_1, U_2 - начальное и конечное значения внутренней энергии системы, Дж;

L – совершаемая над внешней средой работа, Дж

Теперь можно записать уравнение энергетического баланса для закрытой термодинамической системы, или, как его называют, уравнение первого закона термодинамики:

$$Q = U_2 - U_1 + L\ , \qquad (1\text{-}3)$$

т.е. теплоприток к закрытой термодинамической системе расходуется на увеличение ее внутренней энергии и на совершение работы.

Для удобства записи часто пользуются обозначением:

$$U_2 - U_1 = \Delta U.$$

Тогда

$$Q = \Delta U + L.$$

То же в дифференциальной форме -

$$dQ = dU + dL. \qquad (1\text{-}3a)$$

Полученные равенства выражают закон сохранения энергии в природе и поэтому абсолютно верны. На их основе будут получены большинство расчетных формул термодинамики.

Согласно СИ единицами измерения теплопритока, внутренней энергии и работы являются Дж (*джоуль*) и кратные ему единицы: 10^3Дж = кДж (*килоджоуль*), 10^6Дж = МДж (*мегаджоуль*). Однако применяются и другие единицы. Так, счетчики электроэнергии измеряют работу L электрического тока, подводимую к потребителю через счетчик, в *киловаттчасах* (1кВт.ч=3,6МДж), в диетологии энергетическая ценность продуктов указывается обычно в *калориях* (кал) или *килокалориях* (1ккал=4,19кДж). В системах теплоснабжения горячей водой и паром единицей принимают гигакалорию.

2.4. Термодинамический процесс

Термодинамическая система совершает работу L или воспринимает теплоприток Q только тогда, когда совершает *термодинамический процесс*. Процесс состоит из последовательности *термодинамических состояний* системы.

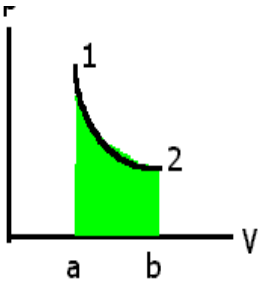


Рис.1-2. Изображение равновесного процесса 1-2 в pV-диаграмме. Площадь под кривой процесса выражает работу сил давления, представленную формулой (1-5).

2.5.Вычисление работы сил давления

Величина физической работы L в общем случае определяется через *произведение силы на путь*. В нашем частном случае в качестве силы выступает давление p, в качестве пути - изменение объема V вследствие перемещения границы системы. Элементарная работа при элементарном изменении объема

$$dL = pdV. \qquad (1\text{-}4)$$

Введем обозначения и единицы измерения:

p - давление системы на поршень или на другую подвижную часть границы “система-среда”, измеряется в *паскалях* Па = Н/м^2;

V_1,V_2 - начальный и конечный объемы термодинамической системы, $м^3$;
L - работа сил давления при изменении объема, Дж=Па.$м^3$.
Если процесс изменения объема происходит при постоянном давлении (изобарно), то в этом частном случае работа

$$L = p\,(V_2 - V_1).$$

В общем случае, когда процесс не обязательно изобарный, работа системы в процессе, переводящем систему из состояния 1 в состояние 2, равна

$$L = \int_1^2 p\,dV \qquad (1\text{-}5)$$

На рис.1-2 представлена в pV-диаграмме зависимость 1-2 между давлением p со стороны системы (газ) на движущийся поршень и изменяющимся объемом V системы. Согласно формуле (5) работа L газа, расширяющегося под поршнем, положительна и в силу формулы (5) должна выражаться (с учетом масштаба) площадью a-1-2-b, расположенной под кривой процесса 1-2.

2.6. Вычисление теплового потока. Энтропия

Как следует из первого закона термодинамики, внутренняя энергия системы, т.е. энергия ее внутримолекулярного и межмолекулярного движения накапливается и расходуется за счет двух принципиально различных потоков энергии - работы и теплообмена. Причем, в количественном отношении обе формы потока энергии могут даже компенсировать друг друга. Так, возможен процесс, когда теплоприток, поступающий к системе, совпадает по величине с работой системы, направленной во внешнюю среду: Q = L. В таком процессе согласно первому закону внутренняя энергия системы будет оставаться неизменной, $U_2=U_1$, но неизменной только в количественном отношении. Изменения, конечно, неизбежны, но уже в отношении качества внутренней энергии. А именно, может и должен изменяться характер внутримолекулярного и межмолекулярного движения как носителя внутренней энергии. Что понимается под изменением качества внутренней энергии, следует из теоретической физики. Там выясняется, что наблюдаемое равновесное состояние термодинамической системы (ее *макро*состояние) на самом деле есть непрерывная хаотичная последовательность огромного множества отличающихся друг от друга *микро*состояний – мгновенной совокупности значений энергии каждой из множества частиц. Эти микросостояния (кадры) непрерывно чередуются в пределах данного макросостояния вследствие переноса энергии между движущимися частицами при их столкновениях, вообще при их взаимодействиях. В силу принципа квантования энергии численность микросостояний (отличающихся кадров) выражается хотя и очень большим, но конечным числом. Это число микросостояний напрямую *не связано ни одним из выше рассмотренных параметров и функций равновесного состояния системы.* Следовательно, оно само является самостоятельным параметром или функцией равновесного состояния термодинамической системы, определяя *качество* ее внутренней энергии. При совершении равновесной работы (адиабатный процесс) число микросостояний не

меняется, при теплообмене – меняется. Для отображения этого числа в термодинамике предусмотрена специальная величина - удельная эн*тропия.* Ее обозначение - s, единица измерения - кДж/кг/К. Соответственно

$$S = s.m \text{ , кДж/ К}$$

- *энтропия* системы массой m.

В таблицах термодинамических свойств рабочих тел удельная энтропия s представлена наряду с энтальпией как функция каких-либо двух термических параметров состояния, обычно температуры и давления.

В курсах физики и в классических руководствах по термодинамике приводится несколько способов доказательства, что удельный тепловой поток dq в случае равновесного процесса связан с изменением удельной энтропии ds системы равенством

$$dq = T\,ds, \qquad (1\text{-}6)$$

где T – *абсолютная термодинамическая температура*, выраженная в *кельвинах*, s – удельная энтропия, кДж/кг/К.

Видно, что энтропия не меняется (ds=0) в равновесном адиабатном процессе, при dq=0.

Отсюда уравнение первого закона для одного кг закрытой системы принимает вид

$$T\,ds = du + p\,dv. \qquad (1\text{-}7)$$

Его называют основным уравнением термодинамики для равновесных процессов. Эти уравнения открывают дорогу к вычислениям в случаях, когда в закрытой системе задан равновесный процесс, например, изотермический, изобарный или др., и известны термодинамические свойства рабочего тела в каждом состоянии, через которое проходит процесс.

Равенство (1-6) позволяет универсальным способом вычислять тепловые потоки в любых равновесных процессах, лишь бы была известна зависимость между температурой и энтропией процесса. Действительно, для *произвольного равновесного* процесса из состояния 1 в состояние 2 удельный теплоприток определится формулой общего вида

$$q = \int_1^2 T\,ds.$$

В частном случае равновесного изотермического процесса (T = const) имеем

$$q = T\,(s_2 - s_1\,). \qquad (1\text{-}8)$$

3. ОТКРЫТЫЕ ТЕРМОДИНАМИЧЕСКИ СИСТЕМЫ

Как уже отмечалось, граница открытой системы проницаема для потока массы вещества. Например, через турбину (рис.1-3) или компрессор проходит поток пара или газа. Соответственно имеются входное и выходное отверстия. Собственно системой является та масса рабочего тела, которая в данный момент находится внутри турбины или компрессора, т.е. между входным и выход-

ным фланцами. Очевидно, что именно на участках этих фланцев граница системы проницаема для потока рабочего тела.

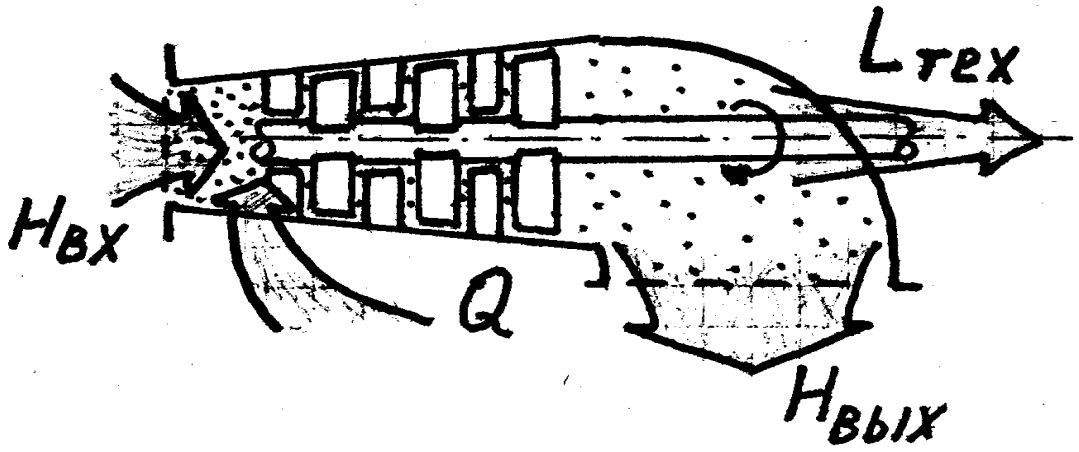


Рис.1-3. Схематичное изображение открытой системы с вращающимся лопаточным устройством - ротором, воспринимающим и передающим техническую работу от потока рабочего тела, например, к электрогенератору.

Границы системы на входе и выходе пара обозначена пунктирной линией, через которую перемещается поток пара. Заметим при этом, что объем самой открытой системы не изменяется (при стационарном режиме) в отличие от закрытой системы с перемещающимся поршнем. Поэтому работа, совершаемая открытой системой, имеет другой смысл и определяется иначе, чем в закрытой системе, изменяющей объем. Например, в паровом котле вода, испаряясь, увеличивается в объеме почти в тысячу раз, совершая вследствие этого, безусловно, большую работу сил давления. Однако с точки зрения наблюдателя стоящего рядом с котлом, сам паровой котел своего объема не меняет и, понятно, какой-либо видимой, *технической* работы не совершает. Напротив, ротор турбины или воздуходувки совершает именно техническую работу.

Техническая работа – это одна из составляющих энергетического баланса открытой системы. Для стационарных процессов другими составляющими энергобаланса, наряду с технической работой $L_{ТЕХН}$, являются потоки энергии $H_{ВХ}$ и $H_{ВЫХ}$, проходящие через входной и выходной фланцы, и тепловой поток Q через стенку, как это иллюстрируется рис.1-3. Потоки энергии, проходящие через фланцы вместе с массой рабочего тела, представляют собой энтальпию. Они включают в себя, во-первых, внутреннюю энергию u одного кг перемещенной массы рабочего тела, во-вторых, так называемую работу проталкивания pv, с которой неизбежно сопряжено продавливание 1 кг массы через отверстие. Как мы уже знаем, удельная энтальпия равна

$$h = .u+pv,$$

соответственно энтальпия произвольной массы рабочего тела

$$H = U + pV.$$

Здесь H, кДж - энтальпия потока рабочего тела на входе в систему ($H_{ВХ}$) и на выходе, в плоскости выходного фланца ($H_{ВЫХ}$).

Для технической работы вводится специальное обозначение:

$L_{ТЕХН}$ - при перемещении массы m рабочего тела,

$l_{ТЕХН}$, - при перемещении 1 кг рабочего тела через систему.

С учетом принятых обозначений и схемы на рис.1-3 энергетический баланс стационарного процесса в открытой системе выражается равенством (его называют первым законом термодинамики для стационарного потока)

$$Q = H_2 - H_1 + L_{ТЕХН} \qquad (1\text{-}7)$$

В пересчете на перемещение 1 кг рабочего тела (m = 1) через открытую равновесную систему в стационарном режиме

$$q = h_2 - h_1 + l_{ТЕХН}\,, \qquad (1\text{-}7а)$$

где h_1, h_2 - удельные энтальпии рабочего тела на входе и выходе из открытой системы, q, $l_{ТЕХН}$ - значения теплопритока и технической работы, отнесенные к 1 кг рабочего тела, протекающего через открытую систему.

Техническую работу равновесного потока рабочего тела устанавливают по термодинамическим параметрам рабочего тела, протекающего через машину или аппарат. Выведем эту формулу.

Исходя из формулы (1-7а) первого закона для стационарного потока удельная техническая работа равна

$$l_{ТЕХН} = q - h_{ВЫХ} + h_{ВХ}.$$

С учетом определения энтальпии (h = u+pv) получим

$$l_{ТЕХН} = (q - u_{ВЫХ} + u_{ВХ}) - ((pv)_{ВЫХ} - (pv)_{ВХ}).$$

Согласно формуле первого закона (1-3) и работы для равновесных процессов первое выражение в скобках есть работа сил давления, соответственно получаем выражение

$$l_{ТЕХН} = \int_{ВХ}^{ВЫХ} p\,dv - (pv)_{ВЫХ} + (pv)_{ВХ} = -\int_{ВХ}^{ВЫХ} v\,dp.$$

Правая часть равенства определяется через формулу т.н. интегрирования по частям. Таким образом, аналитическое выражение для технической работы стационарных равновесных потоков рабочего тела:

$$l_{ТЕХН} = -\int_{ВХ}^{ВЫХ} v\,dp\,, \qquad dl_{ТЕХН} = -\,v\,dp. \qquad (1\text{-}8)$$

Полученная формула сразу же показывает, что техническая работа равновесных изобарных (p=const, или dp=0) процессов равна нулю.

Упражнение. Проведите в pv-диаграмме линию изобарного процесса, то есть процесса, совершаемого теплоносителем в теплообменнике, и убедитесь, что площадь, выражающая величину технической работы, обращается в нуль.

4. ПРОСТЕЙШИЕ ТЕРМОДИНАМИЧЕСКИЕ ПРОЦЕССЫ В ОТКРЫТЫХ СИСТЕМАХ

Основными объектами термодинамических расчетов являются процессы в открытых системах – турбинах, компрессорах, теплообменниках, устройства для редуцирования давления. Процессы в турбинах и компрессорах являются практически равновесными адиабатными (изоэнтропными), в проточных теплообменниках – изобарными (за небольшими исключениями), в редукционных устройствах (редукционные установки в котельных, регулирующие вентили на холодильных машинах) – адиабатным дросселированием. Соответственно мы ограничимся рассмотрением трех названных видов процессов: изобарного (p=const), изоэнтропного (s=const) и адиабатного дросселирования..

При расчете открытых систем разного назначения используют энергетический баланс в виде равенств:

$$q = h_2 - h_1 + l_{\text{ТЕХН}} \qquad (1\text{-}7a)$$

$$dl_{\text{ТЕХН}} = -\,v\,dp, \quad l_{\text{ТЕХН}} = -\int_{ВХ}^{ВЫХ} v\,dp. \qquad (1\text{-}9)$$

$$dq = T\,ds, \quad q = \int_1^2 T\,ds \qquad (1\text{-}10)$$

4.1. Изобарные процессы

Изобарные процессы совершаются в проточных теплообменниках. Следовательно, практический интерес представляет расчет теплопритока изобарного процесса.

В открытых стандартных системах, каковыми являются проточные теплообменники, техническая работа потоком рабочего тела не совершается. Действительно, из равенства (1-9) следует, что при dp=0 имеем $l_{\text{ТЕХН}}=0$. Соответственно из энергетического баланса (1-7a) следует формула теплового баланса, используемая для вычисления удельного теплопритока к теплообменникам:

$$q = h_2 - h_1, \quad Q = Gq, \qquad (1\text{-}11)$$

где G – поток теплоносителя (кг). Значения удельных энтальпий определяют по известным параметрам теплоносителя на входе и выходе из аппарата.

Можно воспользоваться также таблицами изобарной теплоемкости c_P см. п. 7.5):

$$q = c_P(t_2)\,t_2 - c_P(t_1)\,t_1.$$

4.2.Изоэнтропные процессы

Стационарные процессы, протекающие в паровых турбинах или в компрессорах, практически являются равновесными адиабатами (q=0), то есть изоэнтро-

пами. Поэтому для них энергетический баланс (1-7а) принимает частный вид, позволяющий вычислить удельную техническую работу:

$$l_{ТЕХН} = h_1 - h_2 . \qquad (1\text{-}12)$$

По этой формуле вычисляют техническую работу турбин и компрессоров, если известны параметры рабочего тела (хладагента) на входе и выходе из машины.

4.3.Адиабатное дросселирование

Дросселирование – это продавливание потока рабочего тела через узкое отверстие или длинный капилляр. Техническая работа потока при дросселировании равна нулю по определению (стенки аппарата неподвижны!): $l_{ТЕХН} = 0$. Притом обычно аппараты осуществляют дросселирование адиабатно, то есть без теплообмена, при q=0. Так что в этом случае энергетический баланс (1-7а) принимает вид

$$h_1 = h_2 , \qquad (1\text{-}13)$$

указывающий, что после протекания через адиабатно дросселирующие устройства рабочее тело восстанавливает свою энтальпию.

5. ВТОРОЙ ЗАКОН ТЕРМОДИНАМИКИ

5.1. Равновесные и неравновесные термодинамические процессы

Равновесным мы назвали теоретический процесс, при котором система проходит через непрерывную последовательность равновесных состояний. Соответственно равновесный процесс графически изображается линией, например, в координатах “давление p - удельный объем v”, каждая точка которой - промежуточное состояние процесса. Очевидно, что реальный процесс всегда в той или иной степени *неравновесен*.

Изучающим термодинамику следует четко себе представлять, что, исследуя реальные процессы, а они всегда неравновесны, термодинамика сначала идеализирует их, рассматривает их как процесс равновесный. А затем введятся экспериментально полученные коэффициенты - поправки на неравновесность.

5.2. Аналитическая формулировка второго закона

Обобщая опытные данные и многочисленные наблюдения, Сади Карно сформулировал принцип *неосуществимости такого вечного двигателя, который имел бы тепловой контакт только с одним источником теплового потока, имеющим постоянную, всегда и везде одинаковую температуру.* Тем самым указывается, что для действующего двигателя, превращающего тепловой поток в работу, необходим тепловой контакт и со второй средой, способной за счет более низкой температуры отводить тепловой поток от двигателя.

Двигателю без второй среды дали название «вечный двигатель второго рода». Позднее Рудольф Клаузиус придал этому принципу Карно иную, равносильную форму, назвав ее вторым законом, или вторым постулатом термодинамики: *тепловой поток от более холодного тела не может быть превращен в тепловой поток к более теплому телу без каких-либо остаточных изменений в системе или внешней среде.*

Из постулата следует, что при любых неравновесных процессах прирост энтропии больше, чем при аналогичных равновесных процессах, что выражается следующим неравенством:

$$dS \geq dQ / T, \quad ds \geq dq / T. \qquad (1\text{-}14)$$

Любая из этих формул служит аналитическим выражение второго закона термодинамики. Причем, знак равенства относится к равновесным процессам, знак неравенства - к неравновесным.

6. ТЕРМОДИНАМИЧЕСКИЕ СВОЙСТВА РАБОЧИХ ТЕЛ. ПАР

Как следует из подраздела 4, чтобы вычислять работу и тепловые потоки в процессах, совершаемых рабочими телами и теплоносителями, необходимо знание прежде всего их энтальпии, а также объема и энтропии в различных равновесных состояниях при различных известных значениях температуры и давления. Далее рассматриваются соотношения между этими параметрами и функциями равновесного состояния Эти соотношения можно выразить графически, таблично или в виде формул – уравнений состояния.

6.1. Диаграммы термодинамического состояния веществ

Практически все однокомпонентные вещества могут, как и вода, находиться в твердом, жидком и парообразном (газообразном) агрегатных равновесных состояниях. Существуют также равновесные состояния, когда объем, заполненный данным веществом, частично заполнен этим веществом в одном агрегатном состоянии (например, жидкость), а частично - в другом агрегатном состоянии (например, пар). В общем случае (см. рис 1-4) можно наблюдать равновесное сосуществование твердого и жидкого агрегатных состояний данного вещества, жидкости и пара, твердого состояния и пара и даже (тройная точка Т) всех трех состояний одновременно. На рис.1-4 в координатах “давление-температура” схематично показано расположение соответствующих областей агрегатных состояния и указаны линии фазовых переходов, их разделяющие:1-область твердых состояний, 2 – область жидких состояний, 3- область перегретого пара (газа). Эти области состояний разделены тремя линиями фазовых переходов, расходящихся от *тройной точки:* линии *плавления-затвердевания* (граница областей 1 и 2), *кипения-конденсации* (граница 2/3) и *сублимации-десублимации* (граница 1/3).

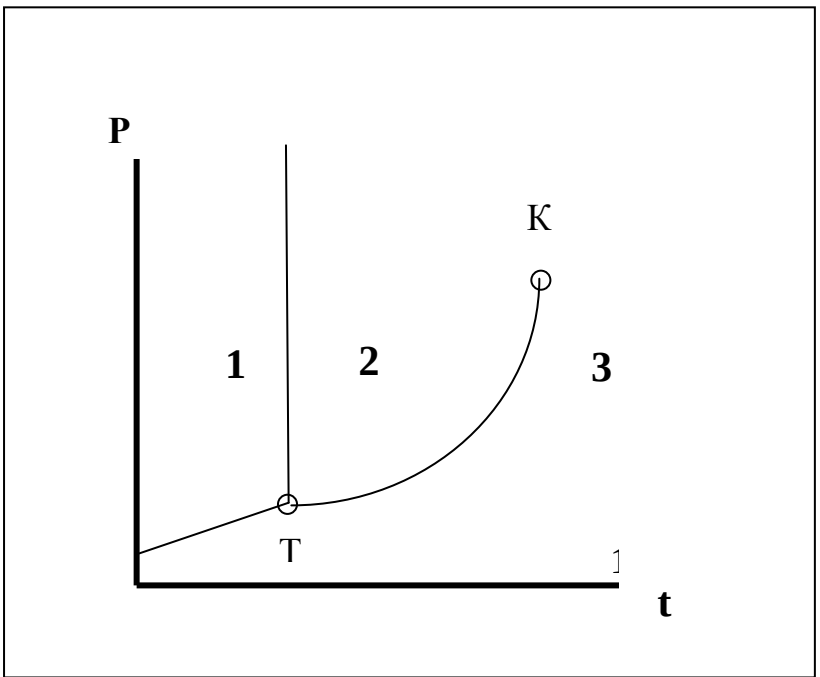


Рис.1-4.Схематичное изображение pT-диаграммы произвольного вещества.

В состояниях, попадающих на линию фазовых переходов, веще-

ства сосуществуют в двух соприкасающихся фазах. Каждое рабочее тело имеет свою тройную точку, но ее параметры у разных тел различны. Например, для воды ее параметры равны $0{,}01^0$С и 611,657 Па (или 4,58743 мм рт.ст.)

Отсюда, в частности, сублимационная сушка пищевых продуктов и других материалов возможна лишь в условиях вакуума, обеспечивающего абсолютное давление водяных паров ниже тройной точки.

Линию кипения-конденсации называют также *линией равновесия пар-жидкость.* Она ограничена сверху состоянием, обозначенным точкой К - *критической точкой.* Для воды параметры критической точки равны $373{,}946^0$С и 22,064 МПа. При закритических давлениях поверхность раздела "жидкость-пар" отсутствует, отсутствуют и явления кипения и конденсации.

Само существование линии кипения-конденсации показывает, что каждому давлению соответствует своя температура кипения-конденсации. Эту температуру называют *температурой насыщения при данном давлении.* Или говорят о *давлении насыщения при данной температуре.* Жидкость в этом состоянии называют *насыщенной жидкостью,* или *жидкостью в состоянии насыщения*. А сосуществующий с насыщенной жидкостью пар называют *насыщенным паром.*

Для воды переход жидкость-пар осуществляется при температуре ровно 100^0С, если и только если давление равно 1,01325 бар = 760 мм рт.ст. При более высоких давлениях будет выше и температура насыщения.. Зависимость между давлением и температурой на линии насыщения определяется экспериментально и отражена в соответствующих таблицах *насыщенных состояний,* формулах или диаграммах состояния. Такие данные имеются для всех рабочих тел - воды, воздуха и других газов. Нужно научиться находить эти данные и пользоваться ими[2].

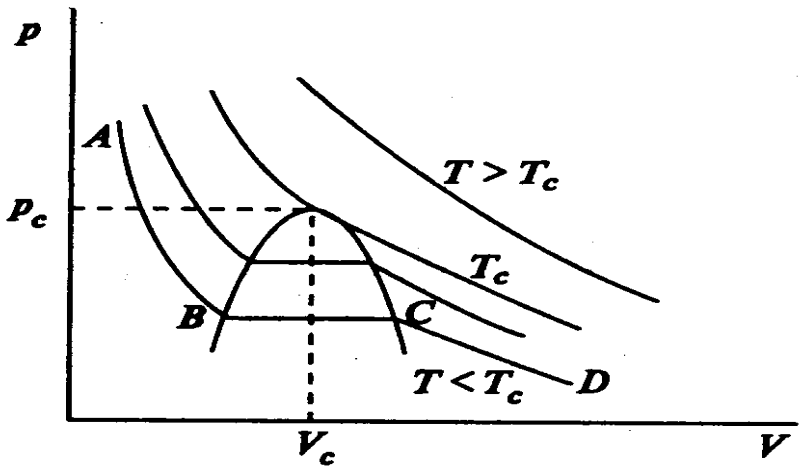


Рис.1-5. Изотермы и границы области влажного пара в pv-диаграмме

Если кипение и конденсация совершаются при постоянстве давления, соответственно при постоянном значении температуры насыщения, то существенно изменяются другие параметры состояния рабочего тела - v, h, s. Изменяется также соотношение между коли-

[2]Например, меняя давление, можно изменять температуру кипения воды и влиять на продолжительность технологического процесса в пищевых и иных производствах.

чеством насыщенной жидкости и количеством насыщенного пара, сосуществующих друг с другом в течение процессов кипения-конденсации. Образующаяся в процессах кипения или конденсации равновесная смесь насыщенного пара с насыщенной жидкостью называется *влажным паром. Массовая доля насыщенного пара во влажном паре называется степенью сухости* и обозначается буквой *x.* Очевидно, что x=0 , если влажный пар состоит только из насыщенной жидкости (начало кипения или конец конденсации). В другом крайнем случае (начало конденсации или конец кипения) влажный пер состоит только из насыщенного пара и его степень сухости x=1. В этом состоянии пар называется *сухим насыщенным.* Таким образом, в pt-диаграмме каждая точка на линии насыщения обозначает множество промежуточных состояний с одинаковыми давлением и температурой, но с различной степенью сухости x, соответственно различиями в значениях v, h, s. Для графического выявления этих различий используют диаграммы с другими осями координат, а именно: p-v, T-s, h-s, p-h.

6.2. Описание свойств с использованием pv-диаграммы

На рис. 1-5 дано схематично графическое описание состояния вещества (рабочего тела) в области влажного пара и окрестных состояниях. Сама *область влажного пара* ограничена линиями. Левая называется *нижней пограничной кривой*, обозначается степенью сухости x=0 и проходит через состояния насыщенной жидкости. Правая линия называется *верхней пограничной кривой*, обозначается степенью сухости x=1 и проходит через состояния *сухого насыщенного пара*. Обе пограничные линии сходятся вверху, в критической точке, отмеченной давлением p_C и удельным объемом v_C.

Слева от нижней пограничной кривой находится область состояний вещества в *жидкой фазе*. Справа от верхней пограничной кривой - область состояний в *парообразной фазе*. В этих состояниях пар общепринято называть *перегретым паром,* в отличие от уже названных видов пара - насыщенного, влажного и сухого насыщенного. На рис.1-5 показано также расположение четырех изотерм t=const, в том числе критической изотермы T_C, проходящей через критическую точку. Видно, что две нижние изотермы, проходя через область влажного пара, имеют горизонтальный участок и становятся здесь изобарами. Совпадение изобар и изотерм в области влажного пара отражает известную особенность процессов кипения и конденсации: кипение или конденсация при p=const протекают при t=const. На эту особенность области влажного пара необходимо обратить внимание.

6.3. Таблицы термодинамических свойств рабочих тел

Практическое применение при определении значений параметров и функций состояния рабочих тел - p, v, t, u, h, s - имеют таблицы термодинамических свойств веществ и соответствующие диаграммы состояния. Таблицы приводятся в различных справочных изданиях и в учебных пособиях по термодинамике, теплотехнике и холодильной технике. Построение таблиц достаточно специфично. Так, таблицы для пограничных кривых x=0 и x=1 области влажного пара приводятся под заголовком “Термодинамические свойства жидкости (указыва-

ется ее наименование) и пара в состоянии насыщения". Они приводятся отдельно от таблиц для областей перегретого пара и жидкости.

Если состояние влажного пара имеет степень сухости x, отличную от нуля или единицы, то применяют простые расчетные формулы:

$$v_X = v\,'(1 - x) + v'' x, \qquad (1\text{-}15)$$

$$h_X = h'(1 - x) + h'' x,$$

$$s_X = s'(1 - x) + s'' x.$$

6.4. Диаграммы термодинамических свойств рабочих тел

Более удобно, хотя и менее точно параметры состояния рабочих тел можно определять по диаграммам. Ниже представлена Ts- диаграмма водяного пара. На ней показана критическая точка К с расходящимися от этой точки линиями степени сухости пара x=1,. x=0 и промежуточными линиями x=const. По Ts-диаграмме можно, например, найти точку, изображающую состояние, заданное давлением и температурой, и определить искомые параметры h, s, x.

Несомненным достоинством диаграмм по сравнению с таблицами является то, что на них можно изображать процессы. Например, на pv-диаграмме рис.1-5 изображен изотермический процесс A-B-C-D. Также и в конце главы 8 дано схематичное изображение в диаграммах круговых процессов рабочего тела, совершаемых в паротурбинной установке и в холодильной машине.

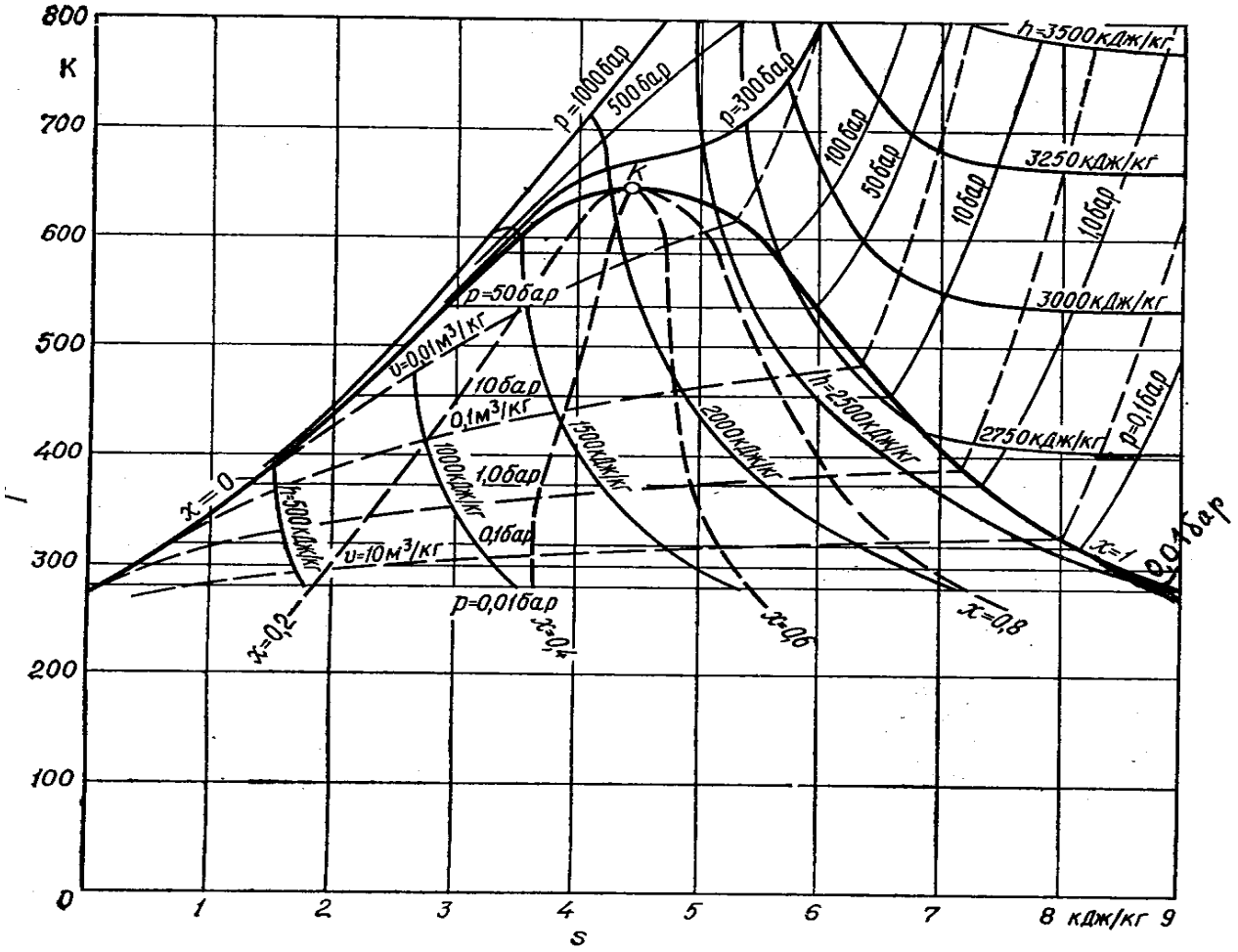
.В практических расчетах параметров водяного пара широко используется также hs-диаграмма. Такая диаграмма приведена в учебном пособии [3].

Методические указания по работе с диаграммами

Решение первой из задач выполняется в два шага.

Шаг первый. Значения двух заданных параметров состояния переносятся на диаграмму, то есть на диаграмме находятся и отмечаются две изо-линии, соответствующие заданным параметрам. На пересечении этих изо-линий отмечается точка, изображающая заданное состояние.

Шаг второй: по другим изо-линиям, проходящим через отмеченную точ-



ку или рядом с нею, находятся искомые параметры и функции состояния.

Каждая точка в плоскости прямоугольных координат диаграммы состояний определена значениями, указанными на этих двух координатах. Следовательно, каждая такая точка выражает определенное равновесное состояние данного рабочего тела, поскольку рассматриваемые здесь рабочие тела, как уже отмечалось, имеют два независимых параметра состояния. При вычерчивании диаграмм на плоскость диаграммы наносят точки, для которых с помощью термодинамических таблиц определяют давление, удельный объем, удельную энтальпию, а затем точки с одинаковыми значениями давления соединяют изобарой p=const , надписав на этой линии величину давления в этих точках. Аналогично через точки с одинаковым удельным объемом проводятся изохоры, а через точки с одинаковой энтальпией - изоэнтальпы. Они позволяют не только определять значения параметров заданного состояния, но и изображать на них заданные процессы.

6.5. Процесс дросселирования

Если поток вещества проходит через препятствие - узкое отверстие, регулируемое или нерегулируемое, или через длинный тонкий капилляр (капиллярная трубка в бытовом холодильнике), то давление после препятствия падает. Давление пара понижают дросселированием в редукционных и редукционно-

охладительных устройствах (РУ,РОУ) в собственных котельных предприятий, чтобы в технологические цеха к аппаратам поступал безопасный по давлению пар. Что происходит при дросселировании с температурой пара, зависит от области состояния, в которой находится дросселируемый пар, и определяется уравнением первого закона термодинамики для открытой системы (1-7а):

$$q = h_{вых} - h_{вх} + l_{техн}.$$

При адиабатном дросселировании поток не совершает никакой технической работы и не вступает в теплообмен, так что

$$l_{техн} = q = 0.$$

Отсюда следует, что *при адиабатном дросселировании значения энтальпии потока на входе и выходе из дросселирующего устройства равны*(см.также формулу (1- 13)):

$$h_{вх} = h_{вых}.$$

Полученное условие адиабатного дросселирования позволяет определить, в какой области состояний рабочего тела и в какой степени его температура изменяется при адиабатном дросселировании. Для этого надо на диаграмме состояния проследить направление линий изоэнтальп $h = const$. Легко можно увидеть, что в области влажного пара температура на изоэнтальпах резко падает с понижением давления. Это свойство области влажного пара используют в парокомпрессионных холодильных машинах, пропуская поток влажного пара хладагента через дроссельное устройство - терморегулирующий вентиль в промышленных холодильных машинах или через капиллярную трубку в бытовых холодильниках - и тем самым понижая вместе с понижением давления потока хладагента и его температуру, например, от 20^0С до -10^0С.

Можно также заметить, что в другой области состояний - области перегретого пара изоэнтальпы направлены почти параллельно изотермам. Следовательно, здесь понижение температуры пара при дросселировании незначительно. Поэтому дросселирование, например, сухого насыщенного пара после котла с целью снизить давление до безопасного приводит лишь к незначительному понижению температуры (если редукционное устройство не осуществляет дополнительно впрыск воды для охлаждения пара).

7. ТЕРМОДИНАМИЧЕСКИЕ СВОЙСТВА ГАЗОВ

7.1. Газообразные рабочие тела. Некоторые рабочие тела, такие как водяной пар, аммиак, фреоны, осуществляя взаимопревращения “теплоприток-работа” в теплосиловых (паротурбинных) и холодильных (аммиачных, фреоновых) машинах, многократно повторяют процессы парообразования и конденсации, циркулируя по контуру машины. В других машинах - дизелях, карбюраторных двигателях, газотурбинных установках, воздушных холодильных машинах - процессы парообразования и конденсации отсутствуют или проявляются только в сопутствующих, не основных процессах. Рабочими телами в таких машинах являются воздух и газовые смеси - продукты сгорания топлива.

7.2. Область состояний реальных газов, в которой они приобретают свойства идеальных газов

Термодинамические свойства газов, то есть соотношение между их параметрами и функциями в равновесном состоянии зависят в общем случае от уровня температур и давлений. При не слишком высоких давлениях их плотности малы (удельные объемы велики), поэтому их термодинамические свойства приближаются к свойствам *идеальных газов*.

7.3. Термическое уравнение состояния идеальных газов - формула Клапейрона-Менделеева

Термодинамические свойства идеальных газов определяются по достаточно простым формулам, называемым *уравнениями состояния.* Первым уравнением состояния является известное уравнение Клапейрона-Менделеева (для газа массой 1 кг):

$$pv = RT, \qquad (1\text{-}16)$$

где *газовая постоянная* R, кДж/(кг.К), данного газа определяется по *универсальной газовой постоянной* $R_м$ = 8,31441 кДж/(кмоль.К) и молярной массе данного газа M, кг/кмоль:

$$R = R_м / M. \qquad (1\text{-}17)$$

Например, для воздуха (M = 29 кг/кмоль) R=8,314 / 29 = 0,287кДж/кг/К. Значения газовой постоянной R разных газов приводятся во многих таблицах.

7.4. Закон Джоуля

Вторая отличительная особенность идеальных газов - это то, что *их энтальпия и внутренняя энергия зависят только от температуры (закон Джоуля).* Так, если в общем случае удельная энтальпия определяется как функция двух параметров, h = h(t, p), то согласно закону Джоуля в случае идеального газа энтальпия не зависит от изменения давления:

$$h_{ид} = h(t), \quad u_{ид} = u(t). \qquad (1\text{-}18)$$

7.5. Теплоемкости c_P и c_V газов

Важной характеристикой термодинамических свойств веществ, особенно газов, является их т е п л о е м к о с т ь. *Теплоемкостью называют* с*пособность тел воспринимать определенную величину теплопритока при изменении температуры тела на один градус.*

Теплоемкость единицы массы тела (1 кг) обозначают буквой **c** и измеряют в кДж/кг/К, или, что равносильно, в кДж/кг / ^oC.

Различают теплоемкости - среднюю в интервале температур $t_1...t_2$ и истинную в окрестностях температуры t:

$$c_{12} = q / (t_2 - t_1), \qquad c_t = dq / dt. \qquad (1\text{-}19)$$

Эти теплоемкости связаны очевидным соотношением

$$c_{12}(t_2 - t_1) = \int_1^2 c_t \, dt \, .$$

Особенностью, отличающей газы от твердых или жидких тел, является способность газов при изменении температуры существенно изменять объем. Поэтому величина теплоемкости зависит от вида процесса. Важную роль в расчетах играют теплоемкости изобарного и изохорного процессов.

Чтобы различать теплоемкости этих двух процессов - изобарного и изохорного, их обозначают различными нижними индексами: c_P и c_V.

Можно показать, что теплоемкости c_p и c_v с связаны с энтальпией и соответственно внутренней энергией газов. Действительно, первый закон термодинамики для равновесных процессов выражается любым из двух равенств -

$$dq = dh - v\,dp, \quad \text{или} \quad dq = du + p\,dv. \qquad (1\text{-}20)$$

При p = const первое из этих равенств принимает вид

$$dq_p = dh, \quad \text{или} \quad q_p = h_2 - h_1,$$

откуда с учетом формулы (1-19) выявляется прямая взаимозависимость между энтальпией и изобарной теплоемкостью:

$$dh = c_p\,dt, \qquad (1\text{-}21)$$

$$h_2 - h_1 = (c_p)_{12}\,(t_2 - t_1). \qquad (1\text{-}22)$$

Аналогично, при v = const имеем

$$dq_v = du, \quad q_v = u_2 - u_1$$
$$du = c_v dt,$$
$$u_2 - u_1 = (c_v)_{12}\,(t_2 - t_1). \qquad (1\text{-}23)$$

Полученные равенства, действительно, устанавливают взаимозависимость между изменением c_p и h и между изменением c_v и u.

7.6. Идеальные газы и первый закон термодинамики

Полученные равенства дают возможность детализировать запись первого закона термодинамики (1-7а) и (1-3а) для равновесных процессов применительно к *равновесным процессам в идеальных газах*:

$$dq = c_p dt - v\,dp,$$
$$dq = c_v dt + p\,dv. \qquad (1\text{-}24)$$

8. КРУГОВЫЕ ТЕРМОДИНАМИЧЕСКИЕ ПРОЦЕССЫ РАБОЧИХ ТЕЛ В ТЕПЛОСИЛОВЫХ УСТАНОВКАХ И ХОЛОДИЛЬНЫХ МАШИНАХ

Назначение теплосиловых машин (двигателей) - превращение части теплопритока от продуктов сгорания топлива в работу по вращению ротора в паровых и газовых турбинах или по перемещению поршня в двигателях внутреннего сгорания, с последующим превращением этой работы в электроэнергию или в работу по перемещению транспортных средств.

Назначение холодильных машин - понизить температуру в холодильных камерах путем осуществления теплоотвода от поступающей в камеру теплой

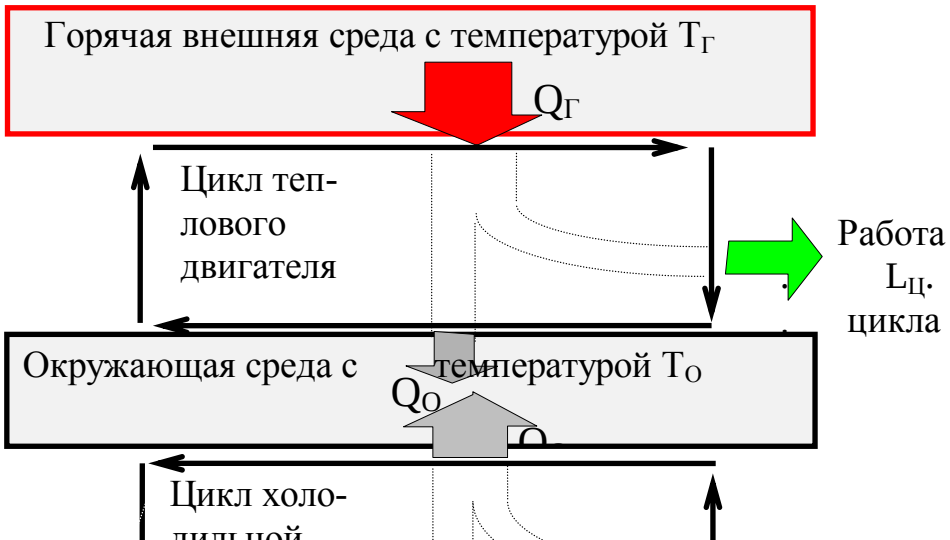


Рис.1-6 Температурные уровни внешней среды, определяющие действие циклов теплосиловых двигателей и холодильных машин.

продукции к хладагенту с более низкой температурой. Свое назначение теплосиловые и холодильные машины выполняют, используя рабочее тело (хладагент), циркулирующее по контуру машины, вступающее в теплообмен с окружающими *горячими, холодными* или *нейтральными* по уровню температуры средами и совершающее работу - положительную при расширении и отрицательную при сжатии.

8.1. Первый закон термодинамики и работа цикла

Круговой процесс, или цикл - это замыкающаяся последовательность нескольких процессов. В некоторых из этих процессов, составляющих цикл, рабочее тело совершает работу сил давления и техническую работу, положительную или отрицательную.

Источником теплопритока для теплосиловых двигателей является горячая среда с температурой $T_Г$, т.е. продукты сгорания топлива, например, дымовые газы, а для холодильных машин - сама холодная среда холодильной камеры, теплоовод из которой к хладагенту позволяет поддерживать там низкую температуру T_X . Приемником теплопритоков и от рабочего тела теплосилового двигателя, и от хладагента холодильной машины служит всегда окружающая среда с температурой T_O ее водоемов и ее атмосферного воздуха.

В стационарном режиме работы теплосиловых двигателей должен сохраняться баланс, выражающий первый закон термодинамики: поступающие в машину потоки энергии равны выходящим. Как видно из рис.1-6, этот баланс выражается равенством

$$Q_Г = L_Ц + Q_O,$$

где работа цикла $L_Ц$ есть суммарная работа, полученная сложением положительных и отрицательных работ, совершаемых в отдельных процессах, составляющих цикл.

Аналогично можно составить баланс потоков энергии для холодильной машины:

$$Q_X + / L_Ц / = /Q_O/$$

Для холодильных машин, как видно из рисунка, теплоприток Q_X от холодной среды суммируется с абсолютным значением работы цикла - технической рабо-

той / $L_Ц$ /, совершенной приводом холодильной машины, и их сумма в виде теплоотвода /Q_O/ от хладагента в конденсаторе холодильной машины рассеивается в окружающую среду.

8.2. Показатели эффективности прямого и обратного циклов: термический КПД и холодильный коэффициент

Эффективность теплосиловых и холодильных машин является чисто экономическим показателем и определяется как отношение двух величин –

полезный результат от использования машины
затраты на использование машины

Так, для теплосиловой машины полезным результатом является техническая работа ее цикла, которая затем превращается в электроэнергию или в работу по перемещению, например, транспортных средств. Затратами же является теплоприток от продуктов сгорания топлива, связанный с расходами на приобретение и сжигание топлива. Эффективность прямого цикла, или цикла теплосилового двигателя характеризуется не только работой (технической работой), совершенной за цикл, но и теплопритоком от продуктов сгорания, т.е. $q_Г$, затраченным на совершение цикла. Отношение этих величин в равновесном цикле называется *термическим КПД цикла*:

$$\eta_t = l_Ц / q_Г . \qquad (1\text{-}25)$$

Таким образом, термический КПД цикла показывает, какую часть теплопритока от продуктов сгорания удалось бы превратить в работу (техническую работу) цикла, если бы все процессы в цикле были равновесными.

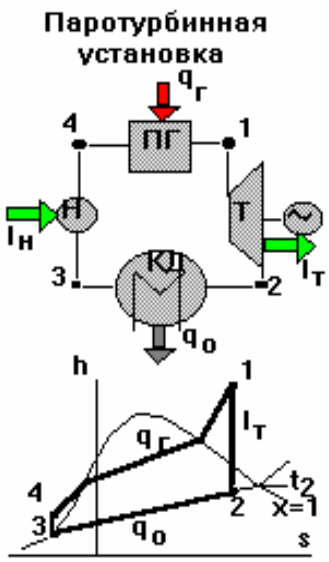
При заданных значениях температуры источника T_{max} и приемника T_{min} тепловых потоков максимальный термический КПД теплосилового двигателя определяется *теоремой Карно*, согласно которой он равен $(T_{max} - T_{min})/ T_{max}$

8.3 . Сравнительный анализ типовых задач на прямые и обратные циклы

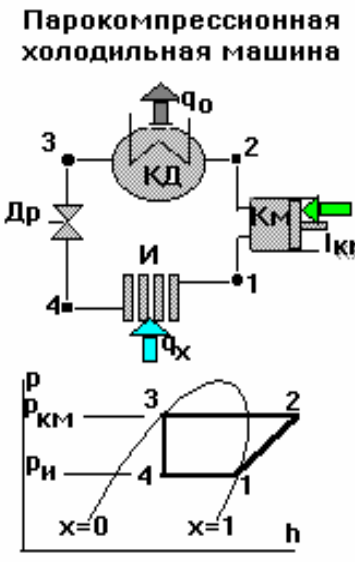
Ниже приводятся: 1)схемы паротурбинной установки и парокомпрессионной холодильной машины, 2)изображение циклов в диаграммах, 3)исходные данные для решения задач.

Паротурбинная установка:

- ПГ -парогенератор (паровой котел), в котором поток водяного пара (рабочее тело) получает теплоприток **$q_г$**, кДж/кг, от горячей среды - продуктов сгорания топлива, сжигаемого в топке котла;



Давление водяного пара на входе в турбину p_1=4МПа, температура t_1=450°С, давление в конденсаторе p_2=5кПа



Давление фреона-22 в конденсаторе $p_К$=0,8МПа, в испарителе $p_И$=0,25МПа, степень сухости пара после испарителя x_1=1, после конденсатора x_3=0

- Т - паровая турбина, в которой поток рабочего тела - водяного пара совершает техническую работу $\mathbf{l_т}$, кДж/кг, направляемую по вращающемуся ротору к электрогенератору;
- КД - конденсатор, в котором осуществляется теплоотвод $\mathbf{q_o}$ от потока конденсирующегося пара (рабочее тело) в окружающую среду - холодную воду, омывающую конденсатор;

Н - питательный насос, в котором над потоком воды (рабочее тело) совершается техническая работа $\mathbf{l_н}$, кДж/кг, обеспечивающая напор и подачу воды в котел.

Парокомпрессионная холодильная машина:

- И - испаритель (охлаждающий прибор), в котором осуществляется теплоприток $\mathbf{q_x}$, кДж/кг, от холодной среды - холодильной камеры или хладоносителя (рассола) - к потоку кипящего в испарителе хладагента; процессы в испарителе и парогенераторе (паровом котле) одинаковы, отличаясь только уровнями температур - соответственно ниже и выше окружающей атмосферной среды.
- Км - компрессор, в котором над потоком хладагента совершается техническая работа $\mathbf{l_{км}}$, кДж/кг, обеспечивающая повышение давления и подачу хладагента;
- КД - конденсатор, в котором, как и в паротурбинной установке, осуществляется теплоотвод $\mathbf{q_o}$, кДж/кг, от конденсирующегося потока хладагента в окружающую среду - холодную воду или воздух, омывающие конденсатор;

- Др - дросселирующее устройство (терморегулирующий вентиль или капиллярная трубка), в котором за счет снижения давления в потоке жидкой фазы

происходит ее частичное испарение и ее температура понижается; технической работы и теплопритока здесь нет;

***

ВОПРОСЫ ДЛЯ САМОКОНТРОЛЯ ПО РАЗДЕЛУ 1

1. Какие формы переноса энергии, кроме работы сил, существуют в природе и рассматриваются термодинамикой?
2. В каких единицах измеряют энергию, переносимую в форме работы сил, в частности, электроэнергию? То же - переносимую при теплообмене? Какие единицы этих видов переноса энергии установлены в СИ?
3. Почему рыночная цена единицы электрической энергии, а в общем случае - работы сил, выше, чем цена такой же единицы тепловой энергии?
4. В каких случаях и как можно определить по манометру температуру пара в паровом котле ? То же - в конденсаторе или испарителе холодильной машины?
5. Что означает и чему примерно равна величина КПД двигателей внутреннего сгорания на транспортных средствах и теплосиловых установок на паротурбинных или газотурбинных электростанциях?

ТЕСТ ПО РАЗДЕЛУ 1

Исключите (зачеркните) по одному неверному варианту в каждом из следующих суждений (верные ответы даны в конце пособия):

1. Величинами, которые перешли в термодинамику из механики, являются:

   А- Давление p, Па. Б- Работа силы L, Дж. В- Температура t, ^{0}C.

2. Величинами, включаемыми в I закон термодинамики, являются:

   А- Теплоприток (теплота процесса) Q. Б- Работа силы L. В- Энтропия S. Г- Внутренняя энергия U.

3. Давление в 1 МПа можно выразить как

   А- 10^3 кПа. Б- 10,2 кГс/см ^{2}. В- 750 мм рт.ст.

4. 1 МДж равен

   А- 3,6 кВт.ч. Б- 1/3,6 кВт.ч. В- $4{,}19.10^3$ ккал.

5. Водяной пар при 0,102 МПа и 100^{0}C может представлять собой

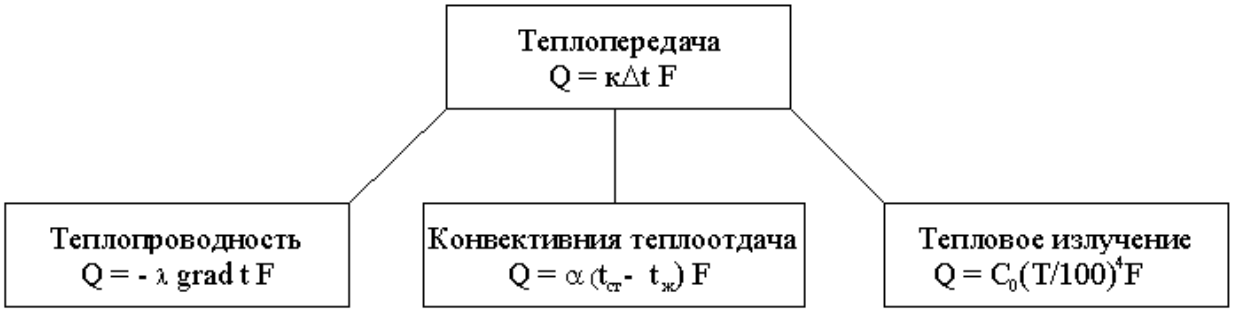
   А- перегретый пар. Б- влажный пар. В- сухой насыщенный пар.

* * *

Раздел 2. Т Е П Л О П Е Р Е Д А Ч А

В природе, технике, быту происходят процессы переноса теплообмена. При подводе теплового потока тело нагревается, при отводе теплоты - охлаждается. М.В.Ломоносов писал: «Природа тепла и холода одинакова, а сами понятия относительны».

Тепловой поток может распространяться в любых веществах и даже в вакууме.



Теплообмен (тепловой поток) осуществляется либо элементарными процессами: теплопроводностью, конвекцией и тепловым излучением, либо сложным процессом, когда в процессе участвуют два или три элементарных вида теплообмена. Сложным, но имеющим большое применение в промышленности является процесс теплопередачи, в котором тепловой поток от горячего источника к холодному передается через поверхность любой конфигурации

Теплопроводность обусловлена движением микрочастиц тела и представляет процесс распространения тепловой энергии при непосредственном соприкосновении отдельных частиц тела, имеющих различные температуры.

Конвекция обусловлена перемещением объемов жидкости или газа в пространстве при наличии разности температур. Конвекция возможна только в жидкой или газообразной среде.

Конвективным теплообменом называется совместный процесс тепломассообмена конвекцией и теплопроводностью.

Тепловое излучение – это процесс распространения тепловой энергии путем электромагнитных волн.

Элементарные виды теплообмена в чистом виде встречаются редко. Обычно один вид теплообмена сопровождается другими видами. Это сложный теплообмен.

Теплопередачей называется процесс теплообмена между горячей жидкостью к холодной через разделяющую их стенку.

Массообмен возникает при наличии разности концентраций рассматриваемого вещества. Способы переноса массы различны. Если масса переносится только за счет движения атомов и молекул, то такой процесс называется диффузией. При перемещении макроскопических объемов происходит конвективная массоотдача (при сублимации, сушке, химических реакциях).

Процессы массопереноса аналогичны соответствующим процессам теплопереноса: диффузия – теплопроводности, конвективный массоперенос – конвективному теплопереносу, и описываются одинаковыми по форме математическими уравнениями.

1. ТЕПЛОПРОВОДНОСТЬ

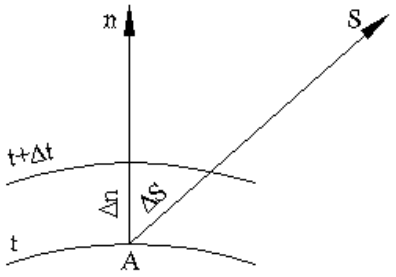
Тепловой поток, передаваемый в единицу времени через произвольную поверхность, обозначается Q, измеряется Вт=Дж/с.

Интенсивность теплопереноса теплоты характеризуется плотностью теплового потока

$$q = Q / F, Вт / м^2 \qquad 2.1$$

Температура есть мера нагретости тела. Поверхность, во всех точках которой температура одинакова, называется изотермической. Рассмотрим две изотермы с температурами t и t + Δt (рис.2.1) Интенсивность изменения температуры по различным направлениям неодинакова. Температура быстрее всего изменяется в направлении, перпендикулярном изотермической поверхности. Вектор, направленный по нормали к изотермической поверхности в сторону увеличения температуры и численно равный производной от температуры по этому направлению называется градиентом температуры – grad t.

За положительное направление градиента принимается направление возрастания температур.



$$\vec{grad}\ t = \overleftarrow{\partial t / \partial n} \qquad 2.2.$$

Рис 2.1 Интенсивность изменения температуры

Для измерения температуры наиболее широко используют шкалу Цельсия, в которой за нулевую температуру принята точка замерзания воды при барометрическом давлении 760 мм рт ст. В ряде случаев используют шкалу Кельвина, при которой температура ноль градусов соответствует абсолютному нулю.

$$T = t^0C + 273{,}15$$

Совокупность значений температуры во всех точках тела в данный момент времени называется температурным полем. Если температура изменяется во времени, то температурное поле нестационарно t = f (τ). Если температура во всех точках тела не изменяется с течением времени, то поле стационарное. Температура является функцией координат и соответственно поле бывает трехмерным, двухмерным и одномерным.

нестационарное поле	**стационарное поле**
t = f (x ,y, z, τ),	t = f (x, y, z),
t = f (x, y, τ),	t = f (x, y) ,
t = f (x, τ),	t = f (x)

2.3

В случае равномерного распределения температуры в теле начальные условия имеют вид

$$\text{при } \tau = 0 \quad t = t_0 = \text{const}$$

Граничные условия могут быть заданы несколькими способами.

Граничные условия первого рода. **Задается распределение температуры на поверхности тела для любого момента времени.**

$$\mathbf{t_0 = f (x, y, z, \tau)}$$

В частном случае, когда температура на поверхности тела постоянна

$$t_0 = \text{const}$$

Граничные условия второго рода. Задается распределение теплового потока по поверхности тела для любого момента времени

$$q_0 = (x, y, z, \tau)$$

в частном случае плотность теплового потока на поверхности не меняется

$$q_п = q_0 = \text{const}$$

Граничные условия третьего рода. Задается температура окружающей среды и закон теплообмена между поверхностью тела и окружающей средой.

Граничные условия четвертого рода. Известны условия теплообмена тел с окружающей средой по закону теплопроводности Они применяются для решения задач методами моделирования или тепловых аналогий.

Стационарная теплопроводность

Согласно закону Фурье тепловой поток, передаваемый теплопроводностью, пропорционален коэффициенту теплопроводности, градиенту температуры и площади поверхности тела

$$\vec{Q} = -\lambda \overleftarrow{grad}\, t\, F \qquad 2.4$$

где λ – теплопроводность вещества, Вт/ (м. К), характеризует способность данного вещества проводить теплоту. Значения величин теплопроводности различных веществ приводятся в справочниках теплофизических свойств.

В уравнении (2.4) тепловой поток и градиент температур - векторные величины и направлены в противоположные стороны, что отражает знак минус. В газах носителями тепловой энергии являются хаотически движущиеся молекулы. В металлах теплопроводность происходит в основном за счет теплового движения электронов. Теплопроводность веществ зависит от температуры, давления, примесей, пористости.

Наиболее простыми случаями решения задач теплопроводности являются стационарные одномерные процессы тел простой формы.

Однослойная плоская стенка. Для определения теплового потока, проходящего через плоскую однослойную стенку толщиной δ, на двух поверхностях которой поддерживаются температуры t_1 и t_2, температура изменяется по толщине стенки. Применим закон Фурье:

$$Q = q\,F = (t_2 - t_1)\lambda\, F / \delta \qquad 2.5$$

Отношение λF /δ (Вт/ К) называется тепловой проводимостью стенки, а обратная величина δ/(λ F) =R (К/Вт) - тепловым или термическим сопротивлением стенки. Изменение температур при λ = const происходит по прямой наклонной линии, наклон зависит от толщины и теплофизических свойств стенки.

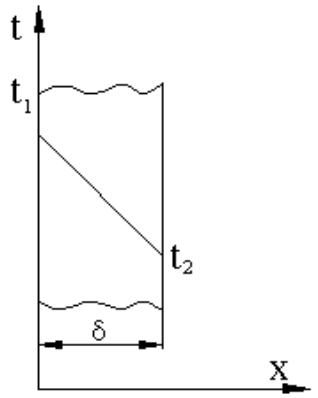


Рис.2.2 Распределение температуры по толщине плоской стенки

Многослойная плоская стенка. Формулой 2.5 удобно пользоваться для расчетов процессов теплопроводности в плоских стенках, состоящих из нескольких слоев, плотно прилегающих друг к другу.

$$q = \frac{t_1 - t_{n+1}}{\sum_{i=1}^{n} \delta i / \lambda i} \qquad 2.6.$$

Плотность теплового потока, проходящего через все слои, одинакова, а теплопроводность слоев различна, температура падает более резко в слоях с меньшей теплопроводностью.

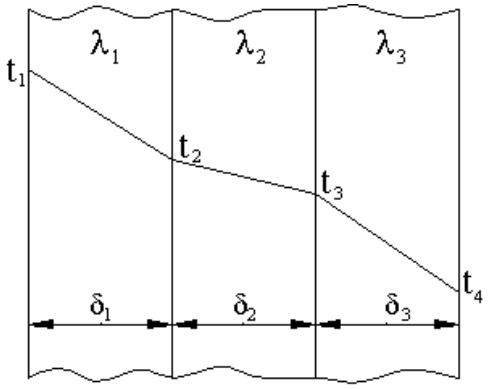


Рис 2.3. Изменение температуры в многослойной плоской стенке

Определив тепловой поток, проходящий через многослойную плоскую стенку, можно определить падение температуры в каждом слое.

Для рассматриваемого примера

$$t_2 = t_1 - q\ \delta_1/\lambda_1 \qquad 2.7$$

$$t_3 = t_4 + q\ \delta_3/\lambda_3 \qquad 2.8$$

Температура в каждом слое стенки при постоянной теплопроводности изменяется по линейному закону и для многослойной стенки температурный график имеет вид ломаных линий.

Иногда многослойную плоскую стенку рассматривают как однослойную, вводя эквивалентную теплопроводность $\lambda_{экв.}$ Эквивалентная теплопроводность многослойной стенки равна теплопроводности однородной стенки той же толщины, с теми же температурами кратных поверхностей и пропускающими тот же тепловой поток.

$$\lambda_{экв} = \sum_{i=1}^{n} \delta_i / \sum \delta i / \lambda_i \qquad 2.9.$$

Эквивалентная теплопроводность зависит от толщины слоев и термических сопротивлений. Тепловой поток можно определить:

$$Q = \lambda_{экв}(t_1 - t_2)F / \sum_{i=1}^{i=n} \delta_i \qquad 2.10.$$

Цилиндрическая однослойная стенка. Рассмотрим трубу бесконечной длины с постоянными температурами t_1 и t_2 на внешней и внутренней поверхностях соответственно.

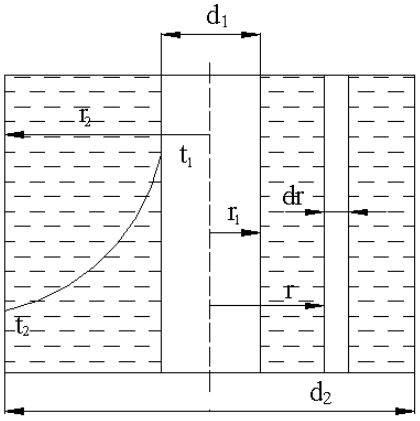


Рис.2.3 Распределение температуры по толщине однослойной цилиндрической стенки

Изотермические поверхности будут цилиндрическими, имеющими с трубой общую ось. Температура и тепловой поток изменяются в направлении радиуса – t = *f* (r), где r - текущая цилиндрическая координата.

Основываясь на законе Фурье, тепловой поток для трубы длинной *l* можно рассчитать по формуле

$$Q = 2\pi\lambda\, \ell\, (t_1 - t_2) / \ln (d_2/d_1). \qquad 2.11.$$

В цилиндрической трубе тепловой поток может быть отнесен либо к 1 м^2 внутренней или внешней поверхности, либо к единице длины *l* трубы:

$Q/F_{вн} = q_{вн}$, $Q / F_{внеш} = q_{внеш}$, соответственно $q_{вн} > q_{внеш}$, $Q / \ell = q_l$, тогда

$$q_l = Q / \ell = 2\pi\lambda(t_2 - t_1) / \ln (d_2/d_1); \qquad 2.12$$

$$q_{вн} = Q / (\pi d_1 \ell) = 2\lambda(t_2 - t_1) / (d_1 \ln (d_2 / d_1)); \qquad 2.13$$

$$q_{внеш} = Q / (\pi đ_2 \ell) = 2\lambda (t_2 - t_1) / (d_2 \ln (d_2 / d_1)). \qquad 2.14$$

Многослойная цилиндрическая стенка. При известных и постоянных температурах на внутренней и наружной поверхностях температура изменяется вдоль радиуса. Тепловой поток определяется**:**

$$Q = \frac{t_1 - t_{n+1}}{\sum_{i=1}^{n} \frac{1}{2\pi\lambda_i l} \ln(d_{i+1} / d_i)} \qquad 2.15.$$

По формуле 2.15 рекомендуется считать при больших отношениях наружного и внутреннего диаметров $d_н / d_{вн} \geq 1{,}5$. При меньших соотношениях диаметров целесообразно считать по аналогичным формулам для плоской стенки.

Шаровая стенка. При постоянных температурах $t_{ст1}$ и $t_{ст2}$ на внутренней (радиусом r_1) и наружной (радиусом r_2) поверхностях тепловой поток можно определить

$$Q = 4\pi\lambda\, (t_{ст1} - t_{ст2}) / (1/r_1 - 1/r_2) \qquad 2.16$$

2. КОНВЕКТИВНЫЙ ТЕПЛООБМЕН (ТЕПЛООТДАЧА)

Процесс теплообмена между поверхностью твердого тела и жидкостью, имеющих разные температуры, называется теплоотдачей. Теплоотдача обычно сопровождается теплопроводностью. Совместный процесс конвекции и теплопроводности называется конвективной теплоотдачей.

Согласно закону Ньютона-Рихмана тепловой поток в процессе теплоотдачи пропорционален коэффициенту теплоотдачи, площади поверхности теплообмена и разности температур поверхности тела и жидкости.

$$Q = \alpha (t_c - t_ж) F , \qquad 2.17$$

В расчетах разность температур $t_c - t_ж$ берут по абсолютной величине. Коэффициент теплоотдачи α Вт/(м^2·К) характеризует интенсивность процесса теплоотдачи и зависит от большого числа факторов:

$$\alpha = f (t_ж, t_{ст}, d, \lambda, \nu, \omega, \ell, ġ, \beta\, X_{.....}) \qquad 2.18$$

где : $t_ж$-температура жидкости, ^{0}C ; $t_{ст}$ – температура стенки, ^{0}C; d –диаметр трубы, м;

λ – теплопроводность жидкости, Вт/ (м К): ω –скорость течения жидкости, м/с; ℓ – определяющий размер (для труб – диаметр), м ; g – ускорение свободного падения, 9,8 м/с^2 ;
β – коэффициент объемного расширения, 1/К ; Х – характер течения жидкости; ν – кинематический коэффициент вязкости, м^2/с.

Из формулы 2.18 видно, что коэффициент теплоотдачи определить сложно, т.к. он зависит от большого числа переменных.

Существует два способа решения задач конвективного теплообмена: аналитический и с применением теории подобия.

При аналитическом решении задач конвективного теплообмена составляются дифференциальные уравнения, учитывающие тепловые и динамические явления в рассматриваемом процессе. Вывод таких уравнений рассматривается в специальной литературе.

Конвективный теплообмен в несжимаемой однофазной среде описывается следующими уравнениями.

Уравнение теплоотдачи:

$$\alpha = -(\lambda/\theta)\,(\partial t / \partial n)_{n=0,} \text{ где } \theta = t - t_0. \qquad 2.19$$

Дифференциальное уравнение теплопроводности (сплошности) имеет вид:

$$\partial t /\partial \tau = a\ \nabla^2 t = [\partial^2 t / \partial x^2 + \partial^2 t / \partial y^2 + \partial^2 t / \partial z^2\ ]\ \lambda / c\ \rho \qquad 2.20$$

где: $\partial t /\partial \tau$ – температурное поле исследуемого объекта, которое зависит от изменения температуры по осям , т.е. от оператора Лапласа,

$$\nabla^2 t = \partial^2 t /\partial x^2 + \partial^2 t / \partial y^2 + \partial^2 t /\partial z^2, \qquad 2.21$$

и от теплофизических свойств: коэффициента температуропроводности – *a* (м^2/с), удельной теплоемкости – с (кДж/(кг К) и плотности ρ (кг/м^3)

Дифференциальное уравнение движения:

$$\partial\omega/\partial\tau = g\beta\vartheta - 1/\rho\,(\nabla\rho) + \nu\nabla^2\omega. \qquad 2.22$$

Дифференциальное уравнение сплошности:

$$\partial\omega_x/\partial x + \partial\omega_y/\partial y + \partial\omega_z/\partial z = 0 \text{ или } \mathrm{div} = 0 \qquad 2.23$$

Приведенные дифференциальные уравнения конвективного теплообмена 2.19 – 2.22 описывают бесчисленное множество процессов. Чтобы решить конкретную задачу, к приведенным уравнениям следует присоединить условия однозначности. Условия однозначности дают математическое описание частных случаев. Условия однозначности состоят:

1)из геометрических условий, характеризующих форму и размеры тела или системы, в которой протекает процесс;

2) физических условий, характеризующих физические свойства среды;

3) граничных условий, определяющих особенности протекания процесса на границах жидкой среды;

4) временных или начальных условий, характеризующих особенности процесса в начальный момент времени; для стационарных процессов эти условия отпадают.

Решение приведенных систем дифференциальных уравнений и условий однозначности с большим количеством переменных получается сложным. Поэто-

му большое значение приобретает экспериментальный путь исследования и применение теории подобия.

В основе теории подобия лежат три теоремы.

Первая терема подобия: у подобных явлений числа подобия численно одинаковы.

Вторая теорема подобия: если физическое явление описывается системой дифференциальных уравнений, то всегда существует возможность представить их в виде уравнений подобия.

Третья теорема подобия: подобны те явления, условия однозначности которых подобны, и числа подобия, составленные из условий однозначности, численно одинаковы.

Сущность теории подобия состоит в том, что размерные физические величины, влияющие на конвективный теплообмен, объединяются в безразмерные комплексы, причем так, что число комплексов меньше числа величин, из которых составлены эти комплексы. Комплексам или числам подобия присваиваются имена ученых, внесших большой вклад в исследование процессов теплопереноса и гидродинамики

Полученные безразмерные комплексы рассматриваются как новые переменные. Они отражают не только влияние одиночных факторов, но и их совокупности, что упрощает описание исследуемого процесса. Теория подобия является теоретической базой эксперимента, облегчает анализ процессов. Рассмотрим применение теории подобия для исследования конвективных процессов теплоотдачи.

Из формулы 2.17 видно, интенсивность конвективного теплообмена характеризуется коэффициентом теплоотдачи, который зависит, в частности, от определяющего размера, площади теплообменной поверхности, температуропроводности, теплопроводности, температурного напора, скорости движения жидкости, коэффициента кинематической вязкости и т. д.

Из этих величин составлены безразмерные комплексы – числа подобия (критерии подобия).

число Нуссельта $Nu = \alpha \ell / \lambda$ 2.24

число Рейнольдса $Re = \omega \ell / \nu$ 2.25

число Грасгофа $Gr = g \beta \Delta t \ \ell^3 / \nu^2$ 2.26

число Прандтля $Pr = \nu / a$ 2.27

Число Нуссельта – определяемое число, т.к. в него входит искомый коэффициент теплоотдачи. Числа Рейнольдса, Грасгофа, Прандтля – определяющие. Они состоят из величин, известных до решения задачи. В общем виде

$$Nu = f\,(Re, Gr, Pr) \qquad 2.28$$

Для решения задач приведенное уравнение записывается в степенном виде:

$$Nu = c\, Re^m\, Gr^n\, Pr^r \qquad 2.29$$

Различают естественное (свободное) и вынужденное течение жидкости.

Естественная конвекция возникает за счет разности плотностей холодных и горячих частиц жидкости около поверхности нагрева. Интенсивность теплового расширения характеризуется температурным коэффициентом объемного рас-

ширения β Для газов, которые в большинстве случаев можно считать идеальными, коэффициент объемного расширения определяется равенством

$$\beta = 1/T \qquad 2.30$$

При естественной конвекции уравнение 2.28 упрощается:

$$Nu = c\,(Gr, Pr)^n \qquad 2.31$$

Вынужденная конвекция создается внешним источником (насосом, вентилятором). Для вынужденной конвекции уравнение 2.28 имеет вид:

$$Nu = c\,Re^m\,Pr^n \qquad 2.32$$

Задачей эксперимента является определение конкретного вида функциональной связи в уравнении подобия, т.е. следует найти числовые значения коэффициентов, показателей степеней и т.д.

Определив число Нуссельта, можно рассчитать искомый коэффициент теплоотдачи:

$$\alpha = Nu\,\ell/\lambda \qquad 2.33$$

Как показали экспериментальные исследования, режим течения определяется скоростью потока.

О. Рейнольдс опытным путем установил, что при движении жидкости встречаются два вида потока, подчиняющимся различным законам. В одном виде потока все частицы движутся только по параллельным траекториям и движение длительно совпадает с направлением всего потока. Жидкость движется спокойно, без пульсаций. Такое движение названо ламинарным. При ламинарном течении в трубе число Рейнольдса менее 2300.

Во втором типе потока происходит непрерывное перемешивание всех слоев жидкости. Поток представляет беспорядочную массу хаотически движущихся частиц. Такой тип потока называется турбулентным. При турбулентном течении число Рейнольдса более 10^4.

При числах Рейнольдса более 2000, но менее $1\cdot10^4$ движение жидкости нестабильное. Режим течения называется переходным.

Теоретическое исследование задач конвективного теплообмена основано на теории пограничного слоя, разработанной Л. Прандтлем.

Введены понятия теплового и динамического пограничных слоев.

Если температуры стенки и жидкости неодинаковы, то вблизи стенки образуется тепловой пограничный слой, в котором происходит изменение температуры. Вне пограничного слоя температура жидкости одинакова и равна температуре потока.

Тонкий пограничный слой жидкости вблизи поверхности, в котором происходит изменение скорости от значения скорости невозмущенного потока вдали от стенки до нуля непосредственно на стенке, называется динамическим пограничным слоем.

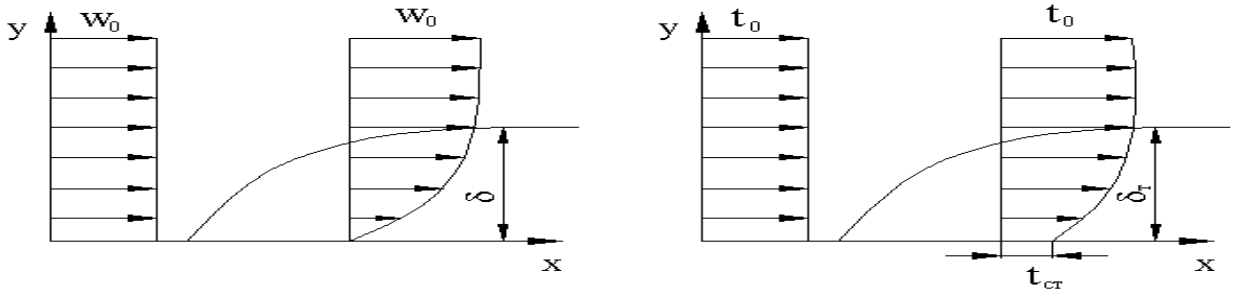


Рис.2.4 Распределение температуры и скорости в тепловом и динамическом пограничном слое

С увеличением вязкости толщина динамического слоя увеличивается, с увеличением скорости потока толщина динамического слоя уменьшается. Течение в динамическом слое может быть как ламинарным, так и турбулентным и определяется числом Рейнольдса.

Толщины теплового и пограничного слоев могут не совпадать. Соотношение толщин динамического и теплового пограничных слоев определяется безразмерным числом Прандтля. Для вязких жидкостей, например, масел, Pr>1. Для вязких жидкостей, например, масел толщина динамического пограничного слоя больше толщины теплового пограничного слоя. Для газов Pr ≈ 1и толщины слоев приблизительно одинаковы. Для жидких металлов Pr < 1, толщина теплового пограничного слоя больше толщины динамического пограничного слоя.

Если движение внутри теплового пограничного слоя ламинарное, то теплообмен осуществляется теплопроводностью. С увеличением скорости в пограничном слое и появлением турбулентности следует учитывать интенсивность перемешивания жидкости.

В процессе продольного обтекания какого-либо тела безграничным потоком жидкости с постоянной скоростью течения в непосредственной близости от поверхности тела скорость течения должна падать до нуля.

При решении задач конвективного теплообмена следует обращать внимание на то, какая температура для данного уравнения подобия принимается за определяющую, т.к. физические параметры жидкостей и газов изменяются с изменением температуры.

Для простейших случаев, когда температура потока изменяется в небольших пределах, среднюю температуру жидкости можно определить как среднеарифметическую у входа в канал t_1 и выхода из канала t_2: $t_ж = 0{,}5\ (t_1 - t_2)$.

Для более точных расчетов пользуются формулой

$$t_ж = 0,5\ (t_1 - t_2) \pm (\Delta t_б - \Delta t_м) / \ln (\Delta t_б / \Delta t_м), \qquad 2.34$$

где $\Delta t_б$ и $\Delta t_м$ – температурные напоры в начальном и конечном сечении трубы или канала.

В некоторые числа подобия входит линейный размер, причем, берут тот размер, которым определяется развитие процесса. Для труб определяющим размером при течении жидкости внутри трубы является внутренний диаметр, при внешнем обтекании – наружный диаметр трубы, для каналов некруглого сечения - принимается эквивалентный диаметр $d_{экв} = 4F / S$, где F – площадь поперечного сечения канала, S – полный (смоченный) периметр канала. При

обтекании плиты за определяющий размер принимается ее длина по направлению движения потока.

Следует обратить внимание на аналогию процессов тепло и массопереноса. Рассмотренное выше уравнение теплопроводности – закон Фурье (уравнение 2.3) аналогичен основному закону процесса диффузии (молекулярного переноса массы) – закону Фика.

$$m = - D \operatorname{grad} c_i \qquad 2.35$$

где m плотность потока массы, кг / ($м^2$ с); D – коэффициент диффузии, $м^2$/ с; c_i – концентрация массы рассматриваемого компонента в единице объема вещества, кг/$м^3$. Сопоставим эти законы:

$$Q = -\lambda \operatorname{grad} t \, F \qquad m = - D \operatorname{grad} c_i \, F$$

Одинаковые математические записи законов Фурье и Фика отражают аналогию переноса массы и теплоты. Например, в газах носители массы и теплоты одни и те же: Каждая молекула вместе с собственной массой переносит и энергию. Вблизи поверхности образуется тонкий пограничный слой, в котором концентрация вещества будет изменяться от состояния насыщения у поверхности до концентрации вещества в потоке.

Уравнение массоотдачи в направлении *y* (поперек потока) имеет вид

$$\beta = (D / c_0 - c_ж) (\partial c / \partial y) \qquad 2.36$$

Уравнение переноса массы диффузией и концентрацией

$$\omega_x (\partial c / \partial x) + \omega_y (\partial c / \partial y) = D [(\partial^2 c / \partial x^2) + (\partial^2 c / \partial y^2) \qquad 2.37$$

Уравнения сплошности и движения (2.20 и 2.22) останутся без изменения.

Аналогичны по записи числа Nu и Pr

$$Nu = \alpha \ell / \lambda \qquad Nu_д = \beta \ell / D$$ – иногда его называют числом Шервуда 2.38

$$Pr = \nu / a \qquad Pr_д = \nu / D$$ - иногда его называют числом Шмитда 2.39

$$Nu = Nu_д; \qquad Pr = Pr_д \qquad 2.40$$

Одни и те же безразмерные уравнения при одних и тех же граничных условиях дадут одни и те же решения, пригодные для описания процессов как теплоодачи, так и массоодачи.

$$\beta \ell / D = \alpha \ell / \lambda \text{ , тогда} \qquad 2.41$$

$$\beta / D = \alpha / \lambda \qquad 2.42$$

При больших перепадах температур или концентраций аналогия процессов тепло и массообмена нарушается, т.к. зависимости теплофизических свойств от температуры и концентрации неодинаковы.

Течение теплоносителя внутри труб.

Процесс теплоотдачи жидкости в трубах очень сложен. Интенсивность теплообмена зависит от скорости потока, от температуры, изменение которых происходит как по сечению канала, так и по длине. Характер движения жидкости в трубах может быть ламинарным, переходным и турбулентным, и определяется числом Рейнольдса. Стабилизованное течение устанавливается после 50 d. При ламинарном изотермическом течении жидкости скорости на расстоянии r_x от оси распределяются по параболе. На оси трубы скорость имеет максимальное значение, а у стенок равна нулю. (Рис. 2.5)

При ламинарном течении жидкости встречаются два режима неизотермического движения: вязкостный и вязкостно-гравитационный. Законы для этих режимов различны.

При вязкостном режиме передача теплообмен осуществляется только теплопроводностью.

При вязкостно-гравитационном режиме имеет место теплообмен теплопроводностью и конвекцией.

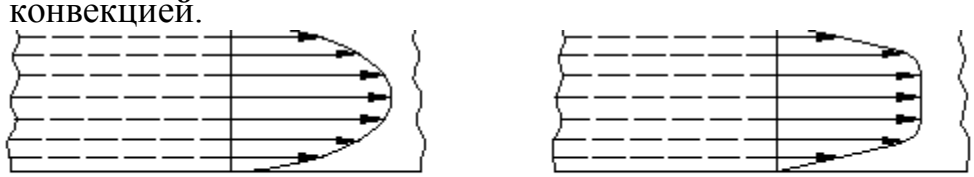


Рис. 2.5 Распределение скоростей от чисел Re

При ламинарном течении жидкости в трубе в вязкостном режиме Михеев М.А предлагает пользоваться эмпирической формулой

$$Nu_ж = 0{,}15\ Re_ж^{0{,}33}\ Pr_ж^{0{,}43}\ (Pr_ж / Pr_{ст})^{0{,}25} \qquad 2.43$$

При $GrPr > 8\cdot10^5$ имеет место вязкостно- гравитационный режим

$$Nu_ж = 0{,}15\ Re_ж^{0{,}33} Pr_ж^{0{,}43} Gr_ж^{0{,}1}\ (Pr_ж / Pr_{ст})^{0{,}25} \qquad 2.44$$

Для воздуха эта формула упрощается

$$Nu_ж = 0{,}13\ Re_ж^{0{,}33}\ Gr_ж^{0{,}1} \qquad 2.45$$

Приведенные формулы справедливы для любой жидкости. При определении коэффициента теплоотдачи для труб, имеющих длину $\ell / d < 50d$, полученное значение следует умножить на поправочный коэффициент ε_ℓ.

ℓ / d ….	1	4	5	10	15	20	30	40	50
ε_ℓ	1.9	1.7	1.44	1.28	1.18	1.13	1.05	1.02	1

При турбулентном режиме $Re_ж = 1\cdot10^4 – 5\cdot10^6$ и $Pr_ж = 0{,}6 – 2500$ $l/d > 50$ формула имеет вид

$$Nu_ж = 0{,}021\ Re_ж^{0{,}8} Pr_ж^{0{,}43}\ (Pr_ж / Pr_{ст})^{0{,}25} \qquad 2.46$$

Для воздуха (при $Pr \sim 0{,}7$)

$$Nu_ж = 0{,}018\ Re_ж^{0{,}8} \qquad 2.47$$

В приведенных формулах отношение $(Pr_ж / Pr_{ст})^{0{,}25}$ показывает направление теплового потока.

При турбулентном течении в изогнутых трубах – змеевиках вследствие центробежного эффекта в поперечном сечении трубы возникает вторичная циркуляция, что приводит к увеличению коэффициента теплоотдачи. Расчет теплоотдачи в змеевиках следует вести по формулам 2.46 и 2.47 для прямой трубы, но полученное значение коэффициента теплоотдачи необходимо умножать на поправочный коэффициент $\varepsilon = 1 – 3{,}6\ d / D$, где d – диаметр трубы, D – диаметр спирали.

При переходном режиме в трубах ($Re = 2\cdot10^3 – 10^4$) теплоотдача зависит от очень многих величин, которые трудно определять, и поэтому не может быть описана одним уравнением подобия и можно рассчитывать только приближенно.

Поперечное обтекание одиночной трубы и пучка труб. Процесс теплоотдачи при поперечном обтекании одиночной трубы характеризуется рядом особенностей. Плавное, безотрывное омывание поверхности круглой трубы происходит только при Re < 5. При увеличении скорости течения и возрастании числа Re условия омывания лобовой и кормовой частей трубы различны. Ламинарный пограничный слой около лобовой части трубы переходит в кормовой части в вихревое движение. Только 45-47 % поверхности от лобовой части трубы омывается потоком жидкости безотрывно, вся остальная часть находится в вихревой зоне. Чем больше скорость потока, тем большая поверхность находится в вихревой зоне.

При $Re = 1 \cdot 10^6 – 4 \cdot 10^6$ появляется турбулентный пограничный слой, что приводит к уменьшению вихревой зоны в кормовой части трубы и обтекание ее улучшается. Приведенные особенности обтекания поперечного омывания одиночной трубы оказывают влияние на значение коэффициента теплоотдачи. В лобовой части трубы коэффициент теплоотдачи имеет наибольшее значение, так как пограничный слой имеет наименьшую толщину. По мере движения жидкости толщина пограничного слоя увеличивается, а значение коэффициента теплоотдачи уменьшается. Следовательно, при поперечном омывании трубы появляется понятие локальных коэффициентов теплоотдачи. Нахождение локальных коэффициентов теплоотдачи сложно и рассматривается в специальных исследованиях. Экспериментальные исследования показали, что можно пользоваться формулами : при $Re_ж = 5 – 1 \cdot 10^3$

$$Nu_ж = 0{,}5\ Re_ж^{0{,}5} Pr_ж^{0{,}38}\ (Pr_ж / Pr_{ст})^{0{,}25} \qquad 2.48$$

Для воздуха

$$Nu_ж = 0{,}43\ Re_ж^{0{,}5} \qquad 2.49$$

При $Re_ж = 1 \cdot 10^3 – 2 \cdot 10^5$

$$Nu_ж = 0{,}25\ Re_ж^{0{,}6} Pr_ж^{0{,}38} (\ Pr_ж / Pr_{ст}\ )^{0{,}25} \qquad 2.50$$

Для воздуха

$$Nu_ж = 0{,}216\ Re_ж^{0{,}6} \qquad 2.51$$

При вычислении чисел подобия за определяющий линейный размер принят внешний диаметр трубы, за определяющую температуру – средняя температура жидкости. Скорость отнесена к самому узкому сечению канала. Приведенные формулы справедливы для трубы, расположенной перпендикулярно направлению потока. Если угол атаки $< 90^0$, то следует вводить поправочный коэффициент є, приведенный ниже

φ, град	90	80	70	60	50	40	30	20	10
ε	1	1	0,98	0,95	0,87	0,77	0,67	0,66	0,55

Поперечное омывание пучков труб. В технике имеют большое распространение теплообменные аппараты, собирающиеся из круглых пучков труб и омывающихся поперечным потоком жидкости. Расположение труб в пучках чаще всего бывает коридорное и шахматное (рис.2.6).

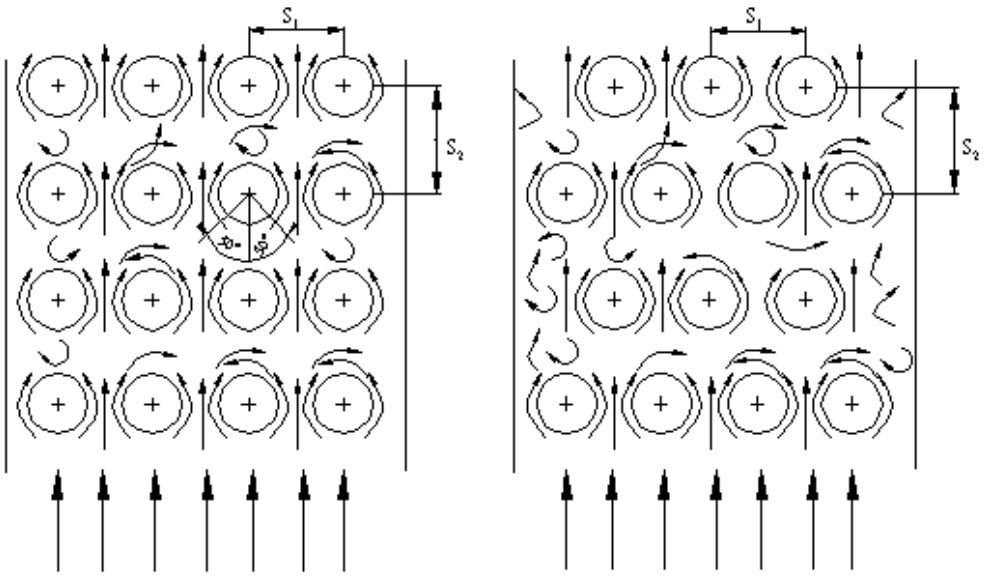


Рис.2.6 Расположение труб в пучках

Коридорное *Шахматное*

Характер движения жидкости, омывание труб каждого ряда и теплообмен в пучке зависит от расположения труб. Основными характеристиками пучков труб являются: внешний диаметр труб – $d_{внеш}$; количество рядов труб по движению жидкости – n, расстояние между осями диаметров по ширине –s_1 и глубине пучка – s_2; отношение расстояния между осями труб по ширине пучка к внешнему диаметру трубы – $s_1/d_{внеш}$; отношение расстояния между осями двух соседних рядов труб по направлению движения жидкости к внешнему диаметру труб – $s_2/d_{внеш}$.

Омывание трубок первого ряда независимо от расположения труб в пучке практически не отличается от омывания одиночной трубы поперечным потоком жидкости и зависит от начальной турбулентности потока. Характер омывания следующих рядов труб в обоих пучках изменяется.

При коридорном расположении трубы любого ряда затеняются соответствующими трубами предыдущего ряда, что ухудшает омывание лобовой части, и большая часть поверхности трубы находится в слабой вихревой зоне. При шахматном расположении труб загораживания одних труб другими не происходит. Вследствие этого коэффициент теплоотдачи при шахматном расположении труб в одинаковых условиях выше, чем при коридорном.

При любом расположении труб каждый ряд вызывает дополнительную турбулизацию потока. Поэтому коэффициент теплоотдачи для труб второго ряда выше, чем для первого, а для третьего ряда выше, чем для второго. Начиная с третьего ряда поток жидкости стабилизируется и коэффициент теплоотдачи для всех последующих рядов остается постоянным.

Если теплоотдачу третьего ряда принять за 100%, то теплоотдача первого рада коридорных и шахматных пучков составляет 60%. Теплоотдача второго ряда коридорного пучка составляет 90%, а шахматного- 70%.

Теплоотдача в шахматных пучках выше, чем в коридорных за счет большей турбулизации потока.

Теплоотдача в пучках зависит от расстояния между трубами. Эта зависимость учитывается поправочным коэффициентом ε_0, представляющим влияние относительных шагов.

Для глубинных рядов коридорного расположения пучка $\varepsilon_0 = (s_2/d)^{- 0,15}$; для шахматного при $s_1/s_2<2$ $\varepsilon_s = (s_1/s_2)^{0,166}$, при $(s_1 / s_2)>2$ $\varepsilon_s = 1,12$.

При расчете теплообменных аппаратов и определении среднего коэффициента теплоотдачи третьего ряда пучка труб при смешанном режиме $Re = 1.10^3 – 10^5$ применяются следующие зависимости:

при коридорном расположении труб

$$Nu_ж = 0,26Re_ж^{0,65}Pr_ж^{0,33} (Pr_ж / Pr_{ст})^{0,25} \varepsilon_s \qquad 2.52$$

При коридорном расположении труб

$$Nu_ж = 0,41Re_ж^{0,6} Pr_ж^{0,33} (Pr_ж / Pr_{ст})^{0,25} \varepsilon_s \qquad 2.53$$

Для воздуха при коридорном расположении пучка труб

$$Nu_ж = 0,194 Re_ж^{0,65} \qquad 2.54$$

При шахматном расположении

$$Nu_ж = 0,35 Re_ж^{0,6} \qquad 2.55$$

При вычислении чисел подобия за определяющую температуру принята средняя температура жидкости, за определяющую скорость – скорость жидкости в самом узком сечении ряда; за определяющий размер – диаметр трубы. Формулы справедливы для любых капельных жидкостей и газов.

Значение коэффициента теплоотдачи для труб первого ряда определяется путем умножения коэффициента теплоотдачи для третьего ряда на поправочный коэффициент $\varepsilon_s = 0,6$; для труб второго ряда в шахматных пучках – на $\varepsilon_s = 0,7$, а в коридорных – на $\varepsilon_s = 0,9$.

Среднее значение коэффициента теплоотдачи для всего пучка труб в целом определяется по формуле осреднения

$$\alpha = (\alpha_1F_1 + \alpha_2F_2 + \cdots + \alpha_nF_n)(F_1 + F_2 + \cdots + F_n) \qquad 2.56$$

где: $\alpha_{1,} \alpha_{2,\ldots} \alpha_п$ – средние коэффициенты теплоотдачи в отдельных рядах труб; F_1, F_2 F_3- поверхности нагрева каждого ряда.

Если пучок труб омывается вынужденным потоком жидкости под углом менее 90^0, то коэффициент теплоотдачи, полученный при угле атаки 90^0, следует умножить на поправочный коэффициент ε_ψ

φ, град	90	80	70	60	50	40	30	20	10
ε_φ	1	1	0,98	0,94	0,88	0,78	0,67	0,52	0,42

Теплообмен при вынужденном движении жидкости вдоль пластины при ламинарном режиме при $Re < 1.10^4$ можно рассчитывать по формулам

$$Nu_ж = 0,66 Re_ж^{0,5}Pr_ж^{0,33} (Pr_ж/ Pr_{ст})^{0,25} \qquad 2.57$$

Для воздуха формула упрощается

$$Nu_ж = 0,57Re_ж^{0,5} \qquad 2.58$$

Теплообмен при вынужденном движении жидкости вдоль пластины при турбулентном режиме при $Re > 4.10^4$ можно определить

$$Nu_ж = 0,037Re_ж^{0,8}Pr_ж^{0,43}(Pr_ж / Pr_{ст})^{o,25} \qquad 2.59$$

Для воздуха при $Pr \approx 0,7 = const$ уравнение упрощается

$$Nu_ж = 0{,}032\ Re_ж^{0,8} \qquad 2.60$$

За определяющую температуру принята температура жидкости вдали от пластины, за определяющий размер принята длина пластины по направлению потока.

Теплообмен жидких металлов. Иногда в качестве рабочих жидкостей применяют расплавленные металлы, обладающие значительными достоинствами по сравнению с газами и жидкостями. Высокую температуру можно получить с водяным паром, но требуется большое давление. Газы имеют малый коэффициент теплоотдачи и небольшую теплоемкость. Жидкие металлы имеют высокую температуру кипения, большие коэффициенты теплоотдачи и термически устойчивы.

В качестве теплоносителей применяют натрий, калий, натриево-калиевые сплавы, литий, олово и др.

При $Re \approx 10^4 - 10^6$, $Pr = 0{,}004 – 0{,}032$ и $\ell / d > 30$ для определения коэффициентов теплоотдачи при вынужденном турбулентном течении щелочных и тяжелых металлов применяется формула

$$Nu_ж = 4{,}8 + 0{,}014\ (Re_ж Pr_ж)^{0,8} \qquad 2.61$$

Приведенная формула справедлива для чистых поверхностей нагрева и герметичных контуров нагрева, заполненных нейтральными газами.При свободном движении щелочных и тяжелых металлов и их сплавов применима формула

$$Nu_ж = C \cdot Gr^n Pr^{0,24} \qquad 2.62$$

При ламинарном режиме $Gr = 10^2 – 10^9$ $C = 0{,}52$ и $n = 0{,}25$

При турбулентном режиме $Gr = 10^9 – 10^{13}$ $C = 0{,}106$ и $n = 0{,}33$

За определяющую температуру принята средняя температура пограничного слоя $t = 0{,}5\ (t_ж + t_{ст})$; за определяющий размер принята для горизонтальных труб – внешний диаметр, для вертикальных пластин – их высота.

Теплообмен при свободном течении жидкости Аналитические решения задач конвективного теплообмена при свободном ламинарном и турбулентном движении выполнены при целом ряде упрощающих предпосылок, поэтому эти решения большого практического применения не получили. Решение задач по определению коэффициента теплоотдачи при свободной конвекции основаны на экспериментальных исследованиях.

Конвективный теплообмен при свободном течении жидкости основан на изменении плотности жидкости при нагревании. В промышленности свободная конвекция широко применяется. Свободная конвекция возникает у нагретых стен котельных агрегатов, печей, батарей отопления, в холодильниках при охлаждении продуктов и т.д.

Если тело имеет более высокую температуру, чем окружающая среда, то слои жидкости, нагреваясь от тела, становятся легче и под действием подъемной силы поднимаются вверх, а на их место приходят более холодные слои. Поэтому возникает свободная конвекция.

Свободное движение жидкости у поверхности тела может быть как ламинарным, так и турбулентным. Характер движения жидкости в основном зависит от температурного напора, т.е. от разности температур стенки объекта и окружающей среды. При малых значениях температурного напора вдоль поверхности наблюдается ламинарное течение.

При больших температурных напорах преобладает турбулентное течение жидкости.

При свободной конвекции форма тела имеет второстепенное значение. Основное значение при свободной конвекции имеет длина поверхности, вдоль которой происходит теплообмен.

При свободной конвекции для определения средних значений коэффициентов теплоотдачи можно пользоваться формулами

$$\text{При } t_{ст} = \text{const} \quad Nu_ж = 0{,}63\,(GrPr)^{0{,}25} \qquad 2.63$$

$$\text{При } q_{ст} = \text{const} \quad Nu_ж = 0{,}75\,(Gr_ж\,Pr_ж)^{0{,}25}\,(Pr_ж / Pr_{ст})^{0{,}25} \qquad 2.64$$

Формулы получены для теплоносителей с числом Pr от 0.7 до $3\cdot10^3$ при $10^3 < Gr\,Pr < 10^9$.

За определяющую температуру принята температура вдали от нагретой поверхности, за определяющий размер – длина поверхности.

Для определения средних значений коэффициентов теплоотдачи при свободном турбулентном течении жидкости вдоль вертикальной стенки, которое наступает при числах $Gr_ж\,Pr_ж > 6\cdot10^{10}$ предложена формула

$$Nu_ж = 0{,}15\,(Gr_ж\,Pr_ж)^{0{,}33}(Pr_ж/Pr_{ст})^{0{,}25} \qquad 2.65$$

Если $10^9 < Gr_ж Pr_ж < 6\cdot10^{10}$, то вдоль вертикальной пластины имеет место переходный режим свободного движения жидкости. Переходный процесс характеризуется неустойчивостью как процесса течения жидкости, так и теплоотдачи.

Для определения средних коэффициентов теплоотдачи при свободном ламинарном движении жидкости около горизонтальных труб при $10^3 < Gr_ж Pr_ж < 10^8$ предложена формула

$$Nu_ж = 0{,}5\,(Gr_ж\,Pr_ж)^{0{,}23}(Pr_ж / Pr_{ст})^{0{,}25} \qquad 2.66$$

В этой формуле за определяющую температуру принята температура капельной жидкости или газа вдали от трубы, а за определяющий размер – диаметр трубы. Около горизонтальных нагретых поверхностей движение жидкости имеет особый характер и зависит от положения и размеров теплоотдающих поверхностей. Если нагретая поверхность обращена кверху, то коэффициент теплоотдачи увеличивается на 30%. Если поверхность обращена книзу, то коэффициент теплоотдачи уменьшается на 30%. При расчете теплоотдачи плит за определяющий размер берется меньшая сторона плиты.

Теплоотдача в ограниченном пространстве при свободном движении жидкости представляет более сложную картину и рассматривается в специальной литературе.

3. ТЕПЛООБМЕН ПРИ ИЗМЕНЕНИИ АГРЕГАТНОГО СОСТОЯНИЯ ВЕЩЕСТВА.

Изменение агрегатного состояния вещества происходит при кипении и конденсации.

Кипение возможно во всем температурном интервале между тройной и критическими точками для данного вещества. Характерной особенностью процесса кипения является образование пузырьков пара. В процессе фазового превращения поглощается теплота парообразования. Процесс кипения всегда связан с подводом теплоты к кипящей системе.

Различают кипение жидкости на твердой поверхности и кипение в объеме жидкости.

Процесс кипения на твердой поверхности возникает тогда, когда температура жидкости выше температуры насыщения при данном давлении, а температура поверхности теплообмена выше температуры кипящей жидкости. Образование пузырьков пара происходит непосредственно на поверхности теплообмена.

Объемное кипение возникает при перегреве жидкости относительно температуры насыщения при данном давлении. Объемное кипение можно получить при быстром уменьшении давления или при наличии в жидкости внутренних источников теплоты.

Следует обращать внимание на особенности кипения в большом объеме, при кипении на пучках труб, при кипении внутри труб, при кипении в стекающей пленке.

Наиболее простым является пузырьковое кипение в большом объеме, при котором образующийся пар свободно удаляется от поверхности нагрева.

Около нагреваемой поверхности при кипении образуется тонкий пограничный слой, в котором жидкость перегрета на $\Delta t = t_{ст} - t_{ж.}$ Для пара температура насыщения при нормальном атмосферном давлении $t_0 = 100^0$C, температура всей массы жидкости равна $100{,}4^0$C, а температура пограничного слоя $109{,}1^0$C.

Пузырьки пара зарождаются на обогреваемой поверхности в перегретом пограничном слое жидкости и только в отдельных точках, называемых центрами парообразования.

Количество пузырьков пара будет тем больше, чем больше тепловая нагрузка поверхности нагрева, чем больше температурный напор, чем грязнее поверхность. Размер пузырьков пара зависит от смачивающей способности жидкости. При хорошей смачиваемости пузырек пара имеет тонкую ножку и легко отрывается от поверхности. При плохой смачиваемости пузырек имеет толстую ножку и трудно отрывается. Отрыв пузырьков пара вызывает интенсивную циркуляцию и перемешивание, вследствие чего резко увеличивается интенсивность теплоотдачи. Такой режим называют пузырьковым кипением.

С возрастанием температурного напора количество пузырьков увеличивается и их становится так много, что они сливаются в сплошную пленку, которая периодически разрывается и пар прорывается в объем жидкости. Такой режим кипения называется пленочным.

Ввиду малой теплопроводности пара пленка создает большое термическое сопротивление, теплоотдача резко падает, а температура в пограничном слое резко возрастает, что может привести к пережогу труб, к аварии.

При кипении жидкости в большом объеме в условиях свободного движения коэффициент теплоотдачи зависит от физических свойств жидкости, температурного напора и давления.

При малых температурных напорах – до 5^0 – значение коэффициента теплоотдачи определяется условиями свободной конвекции однофазной жидкости. При увеличении Δt коэффициент теплоотдачи быстро возрастает и происходит интенсивное пузырьковое кипение.

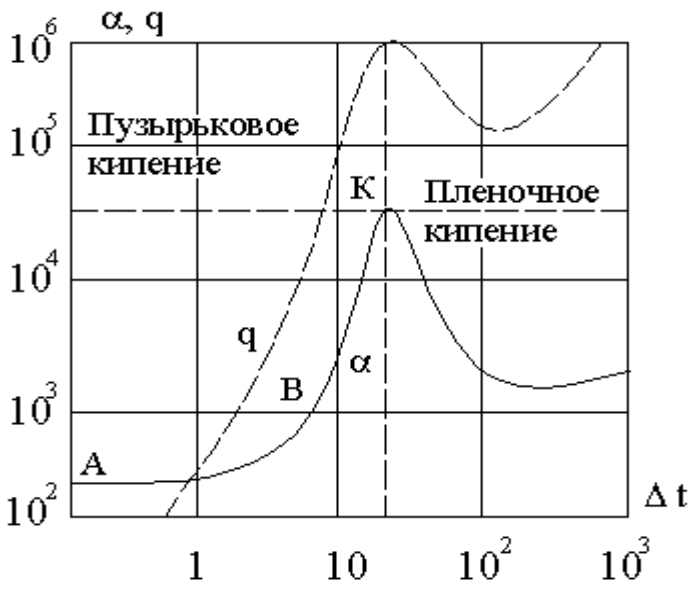


Рис.2.7.

В точке К (рис.2.7) наступает изменение режима кипения пузырьковое кипение переходит в пленочное, коэффициент теплоотдачи падает.

На приведенном рисунке показан график изменения коэффициента теплоотдачи при кипении и зависимость поверхностной плотности теплового потока от Δt.

Значения Δt, α, q, соответствующие моменту перехода пузырькового режима кипения в пленочное, называется критическим. Нахождение этих величин имеет большое практическое значение для выбора оптимального режима работы выпарных и кипятильных аппаратов.

На основании теории подобия для определения коэффициента теплоотдачи и критического значения теплового потока при пузырьковом кипении жидкости в условиях естественной конвекции в большом объеме предложены формулы

$$\alpha = 0{,}008[p'r/(p' - p'')]^{0,33}(p'/б)(\lambda^{0,75}q^{0,7})/(\mu^{0,45}c^{0,12}T^{0,17})]$$

2.67

$$q_{кр} = 5466[\lambda^{0,4}(p' - p'')^{0,48}(p''r)^{0,36}T^{0.32}б^{0,21}/p^{0,31}\mu^{0,14}c^{0,8} \qquad 2.68$$

где ρ' и ρ'' - плотности жидкости и газа, кг / м^3; r – теплота парообразования, кДж/кг;

$б$ – коэффициент поверхностного натяжения, кг/м; λ – теплопроводность жидкости, Вт/м К

μ- динамическая вязкость жидкости; с- теплоемкость жидкости, кДж/ (кг К); Т – абсолютная температура насыщенного пара при данном давлении, К.

Академик М.А.Михеев рекомендует для р = 0,02 – 8,0 Мпа при пузырьковом кипении воды формулу

$$\alpha = 4{,}45\,p^{0,15}\,q^{0,7} \qquad 2.69$$

$$a = 146{,}1\Delta t^{2,33}p^{0,5} \qquad 2.70$$

где $\Delta t = t_{ст} - t_ж$ – температурный напор, К; р – абсолютное давление пара, МПа; q – поверхностная плотность теплового потока.

Конденсация, т.е. переход пара в жидкое состояние возможен только при условии, что температура и давление пара ниже температуры и давления критической точки.

Конденсация протекает как в объеме пара, так и на твердых охлаждаемых поверхностях.

В зависимости от состояния поверхности различают конденсацию пленочную и капельную. На жирной поверхности (покрытой жирными веществами) может происходить только капельная конденсация. Капельная конденсация для водяного пара явление случайное, неустойчивое. При капельной конденсации интенсивность теплоотдачи в 15 – 20 раз выше пленочной. С помощью лиофобизаторов или гидрофобизаторов создают искусственную капельную конденсацию

Следует различать конденсацию для вертикальной и горизонтальной стенки.

Для вертикальной стенки:

$$\alpha_{верт} = 1{,}14 \sqrt[4]{g\rho_{ж} r\lambda_{ж}^3 /[\nu_{ж} H(t_н - t_{ст})]} \qquad 2.71$$

Для горизонтальной стенки

$$\alpha_{гор} = 0{,}72 \sqrt[4]{g\rho_{ж} r\lambda_{ж}^3 / \nu_{ж} d(t_н - t_{ст})} \qquad 2.72$$

Где g – ускорение свободного падения; $\lambda_ж$ – теплопроводность жидкости; $\rho_ж$ – плотность жидкости; $\nu_ж$ –кинематическая вязкость жидкости; r – теплота парообразования; H – высота вертикальной стенки; d – наружный диаметр трубы.

Физические параметры конденсата берутся по средней температуре пленки конденсата $t_{ср} = 0{,}5\ (t_н + t_{ст})$, теплота парообразования берется по температуре насыщения $t_н$.

Масса конденсата, образующегося на 1 м^2 поверхности определяется по формуле

$$m = q /r = (\ \lambda / \delta r\ )\ (t_н - t_{ст}\ ) \qquad 2.73$$

Размерность массы конденсата – кг / (с м^2)

При скорости конденсата < 10 м/с при совпадении движения пленки конденсата и движении пара, толщина пленки уменьшается, коэффициент теплоотдачи увеличивается.

При встречном движении пара и пленки конденсата коэффициент теплоотдачи уменьшается, а толщина пленки увеличивается. Толщина пленки конденсата на чистой поверхности на 30 % меньше толщины пленки на ржавой поверхности.

Примеси газов в паре уменьшают теплоотдачу при конденсации. Наличие в паре 1%

Воздуха уменьшает коэффициент теплоотдачи при конденсации на 60%.

Расположение труб конденсатора также влияет на процесс конденсации.

4. ТЕПЛОПЕРЕДАЧА

Теплопередачей называется передача теплоты от одной подвижной среды (жидкости или газа) к другой через разделяющую их однородную или многослойную твердую стенку любой формы. Теплопередача (сложный теплообмен) включает в себя теплоотдачу от более горячей жидкости к стенке, теплопровод-

ность в стенке, теплоотдачу от стенки к более холодной жидкости. При интенсивной теплоотдаче тепловое излучение часто не учитывается.

Приведем рассмотренные ранее уравнения. Для теплоотдачи $q = \alpha_1(t_{ж1} - t_{ст1})$. Для теплопроводности плоской однослойной стенки $q = \lambda (t_{ст1} - t_{ст2}) / \delta$, уравнение теплоотдачи $q = \acute{\alpha}_2 (t_{ст2} - t_{ж2})$

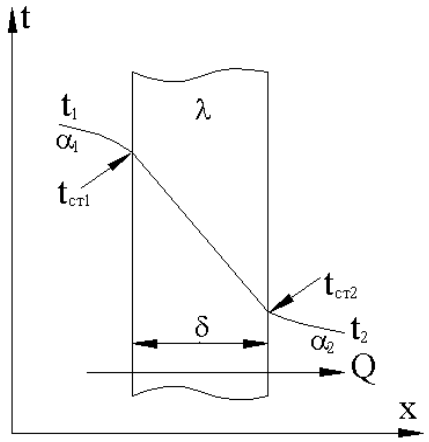


Рис.2.8. Распределение температур в процессе теплопередачи в плоской стенки

Суммируя полученные уравнения, получим

$$q = (t_{ж1} - t_{ж2}) / (1/ \alpha_1 + \delta / \lambda + 1 / \alpha_2) \qquad 2.74$$

где $1/\alpha_1$ - частное термическое сопротивление в процессе теплоотдачи от горячей жидкости к стенке; $1/\alpha_2$ - частное термическое сопротивление в процессе теплоотдачи от стенки к холодной жидкости; δ / λ - частное термическое сопротивление в процессе теплопроводности в стенке

$$R_1 + R_2 + R_3 = R \qquad 2.75$$

Где R - полное термическое сопротивление в процессе теплопередачи.

$$1/R = k, \qquad 2.76$$

где k - коэффициент теплопередачи, Вт / ($м^2$ К).

Уравнение теплопередачи имеет вид

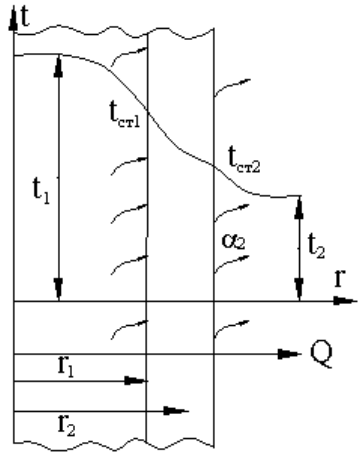
$$Q = k (t_{ж1} - t_{ж2})F = k \Delta t F \qquad 2.77$$

Удельный тепловой поток определяется

$$q = k (t_{ж1} - t_{ж2}) = k\Delta t \qquad 2.78$$

Коэффициент теплопередачи определяется $k = 1 / (1 /\alpha_1 + \delta /\lambda + 1 /\alpha_2)$, 2.79

Коэффициент теплопередачи характеризует интенсивность процесса теплопередачи от одного теплоносителя к другому через разделяющую их плоскую стенку.



Коэффициент теплопередачи всегда меньше α_1, α_2 и δ /λ Сильнее всего он зависит от наименьшего из этих значений. При $\alpha_1 << \alpha_2$ и $\alpha_1 << \delta /\lambda$, $k \approx \alpha_1$

Определение температуры стенок можно провести по формулам

$$t_{ст1} = t_{ж1} - q / \alpha_1, \qquad 2.80$$

$$t_{ст2} = t_{ж2} - q / \alpha_2 \qquad 2.81$$

Рис.2.9 Распределение температур при теплопередаче через цилиндрическую стенку

В случае многослойной плоской вместо отношения δ /λ следует подставлять сумму этих отношений для каждого слоя.

При расчете теплового потока через тонкие цилиндрические трубы

$$Q = q\,F_{тр} = k\,(t_{ж1} - t_{ж2})F_{тр} \qquad 2.82$$

Площадь поверхности трубы $F_{тр}$ считают с той стороны трубы, с которой коэффициент теплоотдачи меньше. Если коэффициенты теплоотдачи близки друг к другу, то площадь следует считать по среднему диаметру трубы

$$d = 0{,}5\,(d_{вн} + d_{нар}).$$

Передача теплоты через однослойную однородную цилиндрическую стенку при стационарном режиме с постоянными температурами теплоносителей и коэффициентов теплоотдачи рассчитывается по формуле

$$Q = \pi\,(t_{ж1} - t_{ж2}) / \,[\,1/\alpha_1 d_{вн} + (1/2\lambda)\ln(d_{нар}/d_{вн}) + 1/\alpha_2\, dнар] \qquad 2.83$$

$k_ц$ – линейный коэффициент теплопередачи, Вт/(м К)

$$k_{ц} = \frac{1}{1/\alpha_1 d_{вн} + (1/2\lambda)\ln(d_{нар}/d_{вн} + 1/\alpha_2 d_{н})} \qquad 2.84$$

Тогда уравнение теплопередачи $Q = k_ц\,\pi\,(t_{ж1} - t_{ж2})$ 2.85

Тепловой поток можно отнести либо к внутренней поверхности стенки, либо к внешней поверхности

$$q_{вн} = Q/\pi d_{вн}, \qquad 2.86$$

$$q_{внеш} = Q/\pi d_{внеш}\ell \qquad 2.87$$

Температура на внутренней поверхности стенки определяется

$$t_{ст1} = t_{ж1} - Q/(\alpha_1 d_{вн}\pi\,\ell) \qquad 2.88$$

Температура наружной поверхности стенки определяется

$$t_{ст2} = t_{ж2} + Q/(\alpha_2 d_{внеш}\pi\,\ell) \qquad 2.89$$

Для снижения тепловых потерь в окружающую среду горячие поверхности изолируют.

Для тепловой изоляции могут быть использованы материалы с низкой теплопроводностью - асбест, шлаковая или стеклянная вата, опилки, торф, шерсть и т.д.

Тепловые потери изолированных трубопроводов уменьшаются пропорционально увеличению толщины изоляции. Следует рассчитывать критический диаметр изоляции

$$D_{кр} = d_{из} = 2\lambda_{2из}/\alpha_2 \qquad 2.90$$

Критический диаметр изоляции не зависит от размеров трубопровода. Он будет тем меньше, чем меньше теплопроводность изоляции и чем больше коэффициент теплоотдачи α_2.Материал изоляции должен определяться по формуле

$$\lambda_{из} \le \alpha_2 d_2/2 \qquad 2.91$$

Из формулы теплопередачи $q = k\,\Delta t\,F$ видно, что для интенсификации теплопередачи следует увеличить либо коэффициент теплопередачи, либо температурный напор, либо площадь поверхности.

Для увеличения коэффициента теплопередачи следует уменьшить наибольшее термическое сопротивление.

Температурный напор у теплообменников с противотоком выше, чем у теплообменников с прямотоком. Следует иметь ввиду, что если один из теплоносителей имеет постоянную температуру (кипение, конденсация) замена схемы движения не увеличит температурный напор.

Для увеличения площади поверхности производится путем оребрения, причем ребристой делают поверхность с большим термическим сопротивлением. Отношение оребренной поверхности к гладкой называется коэффициентом оребрения. К выбору количества ребер и их длины следует относится внимательно, проводя экспериментальные исследования, в противном случае большое количество ребер и их большая длина утяжелит конструкцию, увеличит стоимость, но не улучшит теплопередачу.

5. ТЕПЛООБМЕН ИЗЛУЧЕНИЕМ

Источником теплового излучения является внутренняя энергия нагретого тела. Количество энергии излучения зависит от физических свойств и температуры излучающего тела. Природа всех лучей одинакова. Электромагнитные волны различаются ибо длиной волны, либо частотой колебаний в секунду. В зависимости от длины волны лучи обладают различными свойствами. Для процессов теплопередачи интерес представляют тепловые лучи с длиной волны λ = =0,8 – 40 мкм. Спектр излучения большинства твердых и жидких тел непрерывен. Они испускают лучи всех длин волн. Спектр излучения газов носит линейчатый характер, т.е селективный – избирательный. Излучение газов носит объемный характер. Из физики известно. Что любое тело может поглощать, пропускать и отражать лучи. Основные законы излучения закон Планка, закон Стефана-Больцмана, закон Кирхгофа, закон Вина подробно изучались в разделах физики, поэтому не приводя выводов, используем перечисленные выше законы для решения задач теплового излучения.

Применяя закон Стефана- Больцмана для бесконечных пластин с разными температурами, можно записать формулу для расчета теплового потока

$$Q = C_{пр}[(T_1 / 100)^4 – T_2 / 100)^4 F] \qquad 2.92$$

Приведенный коэффициент излучения

$$C_{пр} =[(1/ C_1) + (1/ C_2) – (1/ C_o)] \qquad 2.93$$

$C_{пр}$, C_1, C_2, C_0 – соответственно- приведенный коэффициент излучения, коэффициенты излучения пластин, коэффициент излучения абсолютно черного тела. C_0 = 5,67 Вт/ ($м^2 К^4$)

Приведенный коэффициент черноты тела определяется,

$$\varepsilon_{пр} = 1 / [(1/ \varepsilon_1) + (1/ \varepsilon_2) –1] \qquad 2.94$$

При расчете теплообмена излучением, когда одно тело находится внутри другого, если поверхность тела, находящегося внутри другого тела мала, т.е. $F_2 < F_1$, то расчет можно провести по формуле

$$Q = C_1F_1[(T_1/ 100)^4 – (T_2/ 100)^4] \qquad 2.95$$

Для уменьшения теплового излучения устанавливают экраны. Если $C_1=C_2=C_{эк}$, тепловой поток рассчитывается по формуле 2.91, при установке одного экрана тепловой поток уменьшается в два раза . При установке экранов, тепловой поток уменьшается в n+1 раз. Излучение газов резко отличается от излучения твердых тел. Одно и двухатомные газы для тепловых лучей считаются прозрачными. Вывод формул для газов рассматривается в специальной литературе.

6. ТЕПЛООБМЕННЫЕ АППАРАТЫ

Теплообменным аппаратом называют устройство, предназначенное для нагревания или охлаждения теплоносителя. Кроме того, существуют теплообменники с внутренними тепловыделениями. Это разного типа электронагреватели и реакторы.

Теплообменники с двумя теплоносителями в зависимости от способа передачи теплоты
от одного теплоносителя к другому делят на несколько типов: рекуперативные, регенеративные, смесительные, с промежуточным теплоносителем.

В рекуперативных теплообменниках теплота передается от одного теплоносителя к другому через разделительную стенку любой конфигурации. Такие теплообменники выполняются из материалов с хорошей теплопроводностью. Наиболее распространены трубчатые теплообменники, в которых один теплоноситель движется в трубках, а другой –в межтрубном пространстве. В таких теплообменниках смешения теплоносителей не происходит и они широко применяются для самых разнообразных сочетаний греющего и нагреваемого веществ. Регенеративные теплообменники и теплообменники с промежуточным теплоносителем работают практически по одному и тому же принципу, заключающемуся в том, что теплота от одного теплоносителя к другому переносится с помощью какого-то третьего – вспомогательного вещества. Это вещество (промежуточный теплоноситель) нагревается в потоке горячего теплоносителя, а затем отдает аккумулированное тепло холодному теплоносителю. Для этого необходимо либо переносить сам промежуточный теплоноситель из одного потока в другой, либо периодически переключать потоки теплоносителей в теплообменнике периодического действия. Такие теплообменники нашли применение для высокотемпературного подогрева газов (>1000^{0}C). Иногда их выгодно использовать для охлаждения запыленных газов. В теплообменниках с промежуточным теплоносителем тепло от греющей среды к нагреваемой переносится потоком мелкодисперсного материала или жидкости. Такой теплообменник фактически состоит из двух.

Например, в установках разделения воздуха на азот и кислород используются теплообменники, состоящие из двух водяных скрубберов, в одном из которых вода охлаждается отбросным азотом, а во втором, нагреваясь, охлаждает воздух, поступающий в установку.

Иногда промежуточный теплоноситель передают на большие расстояния.
Так как в рекуперативных и регенеративных аппаратах процесс передачи теплоты неизбежно связан с поверхностью твердого тела, то их еще называют поверхностными.

Одним из интересных устройств, использующих в качестве промежуточного теплоносителя пар и его конденсат, является герметичная труба, заполненная частично жидкостью, а частично паром. Такое устройство, называемое тепловой трубой, способно передавать большие тепловые мощности. На горячем конце тепловой трубы за счет под- вода теплоты испаряется жидкость, а на холодном – конденсируется пар, отдавая выделившуюся теплоту. Конденсат возвращается в зону испарения либо самотеком, если холодный конец можно разместить вы-

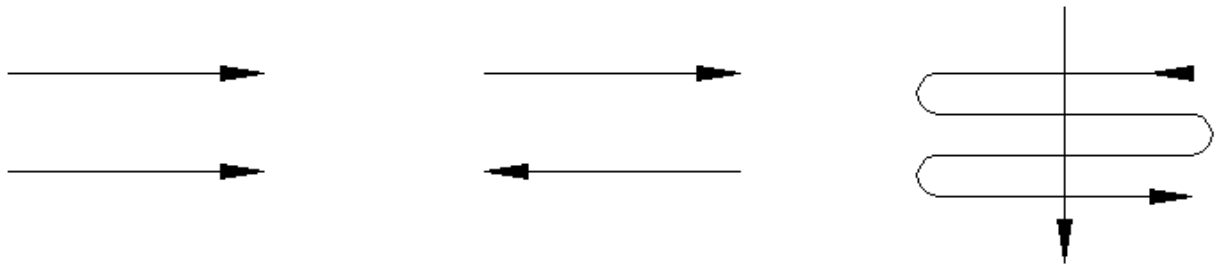
ше горячего, либо за счет использования специальных фитилей, по которым жидкость движется под действием капиллярных сил в любом направлении, даже против сил тяжести (как спирт в спиртовке).

Тепловые трубы с самотечным возвратом конденсата известны давно. Широкое распространение тепловых труб с фитилями началось недавно в связи с необходимостью отвода больших тепловых потоков от мощных, но малогабаритных полупроводниковых устройств. Практически незаменимы тепловые трубы с фитилями в космосе. Для охлаждения механических, электрических, радиотехнических устройств в земных условиях используется естественная конвекция. В космосе естественной конвекции быть не может, поскольку отсутствует сила тяжести, и нужны иные способы отвода теплоты. Тепловые трубы с фитилями могут работать и в невесомости. Они малогабаритны, не требуют затрат энергии на перекачку теплоносителя и при соответствующем подборе рабочего агента работают в широком интервале температур.

Широкие возможности открываются при использовании в качестве промежуточного теплоносителя мелкодисперсного материала, Который может работать в самых различных
установках (при высоких и низких температурах, в агрессивных средах и т.д.). Такой материал легко транспортируется потоком газа, в зависимости от условий может находиться во взвешенном, плотном или псевдоожиженном состоянии.

Наиболее простыми являются **смесительные теплообменники**, в которых смешиваются теплоносители, не требующие дальнейшего разделения. Для увеличения теплопередачи жидкости разбрызгивают или разбивают на мелкие струи. К таким теплообменникам относятся градирни, в которых горячая вода разбрызгивается и, соприкасаясь с холодным воздухом, охлаждается и вновь используется для охлаждения пара. Использование того или другого типа теплообменника в каждом конкретном случае должно быть обосновано технико-экономическими расчетами, поскольку каждый из них имеет свои достоинства и недостатки.

По схемам движения жидкости различают: прямоточные теплообменники, когда горячая и холодная жидкости движутся в одном направлении; противоточные, когда горячая и холодная жидкости движутся в разных направлениях; иногда горячая и холодная жидкости движутся перпендикулярно друг другу – поперечный ток. Кроме этих основных типов движения жидкостей в теплообменных аппаратах применяют более сложные схемы движения, включающие эти три основные схемы. (Рис2.10) Теплообменные аппараты имеют самые разнообразные назначения - паровые котлы, холодильные установки, конденсаторы, воздухоохладители и т.д. Теплообменные аппараты отличаются по формам, конструкции, по применению в них различных рабочих тел, но основные положения теплового расчета для них остаются общими



а). Прямоток б). Противоток в). Сложный ток

Рис.2.10 Типы движения жидкостей в теплообменных аппаратах

При проектировании новых теплообменных аппаратов целью теплового расчета является определение площади поверхности теплообменника, а если последняя известна, то целью расчета является определение конечных температур рабочих жидкостей.

Основными расчетными уравнениями теплообмена при стационарном режиме являются уравнение теплопередачи и уравнение теплового баланса.

Уравнение теплопередачи

$$Q = k F \Delta t \qquad 2.96$$

где Q – тепловой поток, Вт; F- площадь поверхности теплообменного аппарата, $м^2$; Δt – температурный напор, ^0C; k- средний коэффициент теплопередачи, Вт / ($м^2К$).

Уравнение теплового баланса при условии отсутствия тепловых потерь и фазовых переходов

$$Q = m_1 \Delta i_1 = m_2 \Delta i_2 \qquad 2.97$$

Или $$Q = m_1 c_1 (t_1^{|} - t_1^{||}) = m_2 c_2 (t_2^{|} - t_2^{||}) \qquad 2.98$$

Где - m_1 и m_2 – массовые расходы теплоносителей, кг/с; c_1 и c_2 - удельные теплоемкости жидкостей в интервале температур на входе и выходе по горячему и холодному теплоносителям, энтальпии по горячему и холодному теплоносителям, кДж/кг.

Произведение $m c_p = W$ называют водяным или условным эквивалентом.В тепловых аппаратах температуры горячего и холодного теплоносителей изменяются обратно пропорционально их условным эквивалентам. Соотношения между величинами условных эквивалентов горячего и холодного эквивалентов определяет наклон температурных кривых на графике изменения температур.

Если температура теплоносителей изменяется по прямой линии то средний температурный напор в аппарате равен разность среднеарифметических величин

$$\Delta t = \{t_1^{/} + t_1^{//}\}/2 - \{t_2^{/} - t_2^{//}\}/2 \qquad 2.99$$

Приведенное уравнение справедливо при небольших изменениях температур теплоносителей. При больших изменениях температур теплоносителей определяется среднелогарифмический температурный напор

$$\Delta t_{ср} = (\Delta t_б - \Delta t_м) / \ell n \, \Delta t_б / \Delta t_м \qquad 2.100$$

Где $\Delta t_б$ и $\Delta t_м$ разность температур на одном конце аппарата и на другом конце аппарата

Температурный напор для прямотока

$$\Delta t_{прям} = (t_1^{/} - t_2^{/}) - (t_1^{//} - t_2^{//}) / \ln\{t_1^{/} - t_2^{/}) / (t_1^{//} - t_2^{//}) \quad 2.101$$

Температурный напор для противотока

$$\Delta t_{прот} = (t_1^{/} - t_2^{/}) - (t_1^{//} - t_2^{//}) / \ln\{t_1^{/} - t_2^{/}) / (t_1^{//} - t_2^{//}) \quad 2.102$$

Численное значение Δt для противоточных аппаратов при одинаковых условиях всегда больше Δt для аппаратов с прямотоком, поэтому аппараты с противотоком имеют меньшую поверхность, т. е выгоднее.

Кроме прямоточной и противоточной схем движения теплоносителей широко распространены перекрестные с различным числом ходов. Средняя разность температур при перекрестном токе меньше, чем при противотоке, но больше чем при прямотоке.

При расчете Δt для сложных схем движения теплоносителей вначале определяют Δt в предположении, что теплообменник противоточный, а затем вводят поправки, численные значения которых берут для каждого конкретного случая из справочников.

При числе перекрестных ходов более трех, например, для широко распространенных змеевиковых теплообменников, схему движения можно считать чисто противоточной или чисто прямоточной.

Наиболее простым является конструктивный расчет теплообменника, при котором известны начальные и конечные параметры теплоносителей и необходимо определить поверхность теплообменника., т.е сконструировать теплообменник.

Порядок выполнения расчета:

1. Из уравнения теплового баланса определяют мощность теплового потока Q_2, которую нужно передать от горячего теплоносителя к холодному.

2. Пользуясь рекомендациями специальной литературы 9, задаются скоростями течения теплоносителей и конструктивными особенностями теплообменника (диаметром трубок, проходными сечениями для теплоносителей).

3. По формулам, приведенным выше, определяют режим течения и необходимые числа подобия, рассчитывают коэффициенты теплоотдачи и теплопередачи.

4. Определяют значение температурного напора для заданной схемы движения.

5. Из уравнения теплопередачи находят площадь поверхности теплообменника.

6. По известной площади находят длину трубок теплообменника.

При поверочном расчете теплообменника известны конструкция теплообменника

Необходимо рассчитать конечные параметры, т.е. проверить пригодность теплообменника для имеющихся условий. Сложность расчета заключается в том, что необходимо знать конечные температуры теплоносителей, поскольку они входят в уравнение теплового баланса и в уравнение теплопередачи. Применяется метод последовательных приближений, ля этого задаются конечной температурой одного из теплоносителей, по уравнению теплового баланса рассчитывают конечную температуру второго теплоносителя и проводят кон-

структивный расчет. Если полученная в результате площадь не совпадает с площадью поверхности имеющегося теплообменника, расчет производят вновь, задаваясь другим значением температуры теплоносителя на выходе. Для снижения трудоемкости расчетов работу следует проводить на ЭВМ.

Вопросы для самоконтроля по разделу 2

1. Назовите виды теплообмена.
2. Что называется теплообменным аппаратом?
3. Основное уравнение теплопередачи.
4. Основное уравнение теплового баланса.
5. Сущность расчета теплообменного аппарата.

Тест к разделу 2

1. Приведите размерность чисел подобия

А) Безразмерны Б) Вт/м^2 В) Дж/с

2. Приведите размерность теплового потока

А) Вт/м^2 Б) Вт В) Вт/м^3

3. Назовите число Re для турбулентного потока в трубах

А) Re<2300 Б) 2300<Re<1*10^4 В) Re>1*10^4

4. Приведите уравнение теплопередачи

А) $Q=-\lambda$ grad t F Б) $Q=\alpha(t_{ст}-t_{ж})F$ В)$Q=k\,\Delta\, t\, F$

5. Какая схема движения теплоносителя наиболее выгодна

А) Прямоток Б) Противоток В)Сложный ток.

Раздел 3. ПРОМЫШЛЕННАЯ ТЕПЛОЭНЕРГЕТИКА

Предметом изучения раздела «Промышленная теплоэнергетика» являются теплоэнергетические установки, которые в настоящее время получили широкое распространение в различных отраслях пищевой промышленности, поэтому элементарное знакомство с их работой, устройством и методикой теплового расчета является обязательным для инженеров любой специальности. Кроме того, с увеличением стоимости топлива необходимо знать виды используемого топлива на предприятиях и вопросы экономии топлива и тепловой энергии.

В пищевой промышленности имеются значительные потери тепловой энергии вследствие нерациональной организации энергетического хозяйства предприятий. Одной из важнейших задач организации теплового хозяйства является внедрение мероприятий на снижение непроизводительных потерь энергии и наиболее полное использование вторичных энергоресурсов.

1. ТОПЛИВО. ЭНЕРГЕТИЧЕСКОЕ ТОПЛИВО. ВИДЫ И НАЗНАЧЕНИЕ ТОПЛИВ.

Источником тепла, с помощью которого в котельных агрегатах происходит образование пара – является сжигаемое топливо.

В нашей стране на выработку пара идет более половины всего добываемого топлива. По агрегатному состоянию различают твердые, жидкие и газообразные виды топлива, а по происхождению – естественное и искусственное. Естественным топливом называется такое топливо, которое добывается из недр земли, а

искусственным топливом называется топливо, которое получается из естественного, путем пирогенетической или механической его переработки.

По назначению, то есть по своему использованию, топливо подразделяется на энергетическое, технологическое и бытовое топливо. Топливо, предназначенное для сжигания в топках паровых котлов, называется энергетическим топливом. К энергетическому топливу относятся промежуточный продукт обогащения каменных углей (пром. продукт), недефицитные каменные угли, бурые угли, антрацитовая мелочь, торф, горючие сланцы и другие низкосортные топлива.

Для сжигания используется природный газ и жидкое топливо (мазут).

К технологическому топливу относятся дефицитные, дорогие виды топлив, так называемые спекающиеся, коксующиеся угли, а также топлива с высоким выходом ценных жидких химических продуктов, топлива с высоким содержанием водорода.

Технологическое топливо используется в технологических процессах производства.

Бытовым топливом называется топливо, используемое в быту для отопления и приготовления пищи (дрова, каменноугольные брикеты и прочее).

Необходимо отметить, что добыча топлива в нашей стране, отстает от его потребления (многие отрасли промышленности сдерживают свой рост из-за нехватки топлив).

Одной из важнейших народнохозяйственных задач является экономия топлива. Значительная экономия топлива может быть получена за счет правильной организации процесса сжигания топлив в топках паровых котлов, рациональное использование электрической энергии, пара на промышленных предприятиях.

1.1. Элементарный состав топлива.

Топливо (твердое и жидкое) состоит из горючих элементов – углерода (С), водорода (Н), летучей серы (Sл) и негорючих элементов – кислорода (О), азота (N), минеральных примесей, называемых золой (А) и влаги (W).

Топливо в том виде, в каком оно поступает в котельную (к потребителю), называется рабочим топливом, и состав его, сведенный к 100% по массе, выражается следующим уравнением:

$$C^p + H^p + S_л^p + O^p + N^p + A^p + W^p = 100\%. \quad (1)$$

$$S_л^p = S_{op}^p + S_k^p \quad (2)$$

Если из рабочей массы топлива удалить всю содержащуюся в нем влагу, то получается сухая масса топлива, и состав его выражается уравнением:

$$C^c + H^c + S_л^c + O^c + N^c + A^c = 100\%. \quad (3)$$

Пересчет сухой массы в рабочую производится с помощью переводного коэффициента (множителя)

$$K^{c\to p} = \frac{100 - W^p}{100}; \quad (4)$$

Например: известна сухая масса, надо найти рабочую

$$C^p = C^c \cdot \frac{100 - W^p}{100};$$

$$H^p = H^c \cdot \frac{100 - W^p}{100};$$

А если представим, что из сухой массы топлива удалена вся содержащаяся в ней зола, то получается горючая масса топлива, и уравнение элементарного состава топлива имеет вид:

$$C^Г + H^Г + S_л^Г + O^Г + N^Г = 100\%. \quad (5)$$

Пересчет горючей массы в рабочую производится с помощью переводного коэффициента:

$$K^{2 \to p} = \frac{100 - (A^p + W^p)}{100}; \quad (6)$$

Например: известен элементарный состав горючей массы, следует определить состав рабочей массы

$$C^p = C^2 \cdot \frac{100 - (A^p + W^p)}{100}; \%$$

$$H^p = H^2 \cdot \frac{100 - (A^p + W^p)}{100}; \% \text{ и тд.}$$

Газообразное топливо обычно дается по сухому составу в виде суммы входящих в него газов в процентах по объему. Оно состоит в основном из метана CH_4 – 60÷98% и других углеводородов: этана C_2H_6, пропана C_3H_8, бутана C_4H_{10}, углекислого газа CO_2, азота N_2.

1.2. Теплотехнические характеристики топлив.

Важнейшими теплотехническими характеристиками топлива являются: теплота сгорания, влажность, зольность, наличие летучих веществ и серы, степень его крупности, спекаемости, механической прочности, температура размягчения золы.

Основной, как бы интегрирующей, технологической характеристикой топлива является теплота сгорания, которая показывает, какое количество тепла выделяется при сгорании 1 кг твердого или жидкого топлива или 1м^3 газообразного топлива.

Теплота сгорания твердых и жидких топлив определяется с помощью прибора, носящего название калориметрической бомбы, а газообразного топлива - с помощью прибора Юнкерса. Бомба представляет собой стальной герметический сосуд, заполненный кислородом под давлением 3,0 МПа. В сосуде (бомбе) сжигают навеску топлива в 1 гр. Бомбу помещают в сосуд с водой и по приращению температуры воды вследствие выделяемого при сжигании навески топлива тепла определяют теплоту его сгорания.

Теплоту сгорания газообразного топлива определяют в приборе Юнкерса, который представляет собой по существу небольшой водяной котел, в котором сжигают исследуемый газ. Измеряют расход газа, расход воды, разность температур воды на входе и выходе из прибора и определяют теплоту сгорания:

$$Q_н^c = \frac{W \cdot c(t_2 - t_1)}{V_{газа}}; \text{ кДж/кг} \quad (7)$$

(на лабораторных занятиях Вы должны определить теплоту сгорания твердого топлива).

С помощью калориметрической бомбы определяется так называемая высшая теплота сгорания топлива $Q_в^р$. Высшей теплотой сгорания называется все количество выделившейся теплоты при сгорании 1 кг или 1м^3 топлива при превращении водяных паров, содержащихся в продуктах сгорания, в жидкость. Высшая теплота сгорания не дает правильного представления о его практической ценности. Действительной мерой качества топлива служит низшая теплота сгорания $Q_н^р$. Она получается путем вычитания из $Q_в^р$ количества тепла пошедшего на испарение влаги, как имеющейся в топливе ($W^р$), так и образующейся в процессе горении топлива:

$$Q_н^р = Q_в^р - 226H^р - 25{,}1W^р; \quad (8)$$

Теплота сгорания топлив, при известном элементарном составе может быть также рассчитана по формуле Д.И. Менделеева:

$$Q_н^р = 338C^р + 1025H^р - 108{,}5(O^р - S_л^р) - 25W^р; кДж/кг \quad (9)$$

Числовые коэффициенты в расчетном уравнении подобраны экспериментально и выражают 0,01 теплоты сгорания отдельных составляющих топлива.

Как видно из уравнения, теплота сгорания топлива зависит от его элементарного состава и для каждого вида топлива имеет свое определенное значение.

На практике для сопоставления между собой различных топлив пользуются понятием «условное топливо», под которым подразумевается топливо с теплотой сгорания

$$Q_{усл}^р = 29300 кДж/кг$$

Пересчет любого топлива в условное производится умножением количества данного топлива на тепловой эквивалент «Э» условного топлива.

$$B_{усл.т.} = B \cdot Э; \text{ кг/сек. усл. Т} \quad (9)$$

Тепловой эквивалент определяется из выражения:

$$Э = \frac{Q_н^р}{29300}; \quad (10)$$

где $Q_н^р$ - низшая теплота сгорания, $кДж/кг$.

Для тепловых процессов характеризующими являются приведенная влажность и приведенная зольность.

Приведенная влажность определяется по уравнению

$$W_{пр.}^р 4190 \frac{W_н^р}{Q_н^р}; \% \quad (11)$$

При $W_{пр}^р \le 3\%$ топливо считается маловлажным, т.е. ценным, качественным.

Приведенная зольность вычисляется:

$$A_{пр}^р = 4190 \cdot \frac{A^р}{Q_н^р}, \% \quad (12)$$

При $A_{пр}^р \le 4$ топливо считается малозольным. Влага и зола являются балластом. Они понижают теплоту сжигания топлив.

При сжигании высоковлажных и высокозольных топлив резко возрастает расход топлива.

Сера содержится в топливе в виде органических соединений $S_{ор}$ и $S_{колч.}$, объединенных в летучую серу: $S_л = S_{ор.} + S_{колч.}$

Сера является нежелательным элементом в топливе, т.к. ее присутствие снижает качество топлива. Сернистые газы (SO_2 и SO_3), образующиеся при ее сгорании, разрушающе воздействуют на металл котельного оборудования и отравляют окружающий животный и растительный миры.

Кислород и азот являются внутренним балластом топлива, т.е. не горят и не выделяют теплоты. Кислород связывает часть водорода в топливе, вследствие чего качество топлива обесценивается.

2. КОТЕЛЬНЫЕ УСТАНОВКИ.

Пар находит широкое применение в различных отраслях промышленности, в том числе на заводах, фабриках пищевой промышленности. Производство пара является одним из наиболее развитых производств. Пар используется для выработки электроэнергии, отопления, вентиляции промышленных предприятий и прочих нужд. Пар получается в специальных устройствах – котельных установках.

Котельной установкой называется совокупность различных аппаратов и приборов, предназначенных для получения пара заданных параметров за счет химической энергии топлива.

Рабочими телами в котельных установках являются: топливо, окислитель (кислород воздуха), вода. В котельных установках происходит преобразование химической энергии топлива в физическое тепло продуктов сгорания, которое через металлические поверхности нагрева передается воде для выработки пара, для его перегрева, т.е. в котельных установках происходят следующие процессы:1) горение топлива, 2) теплообмен между продуктами сгорания, водой и паром, 3) процесс парообразования, состоящий из нагрева воды, ее испарения и перегрева пара.

Котельные установки классифицируются: по назначению, по паропроизводительности, по параметрам вырабатываемого пара.

По назначению котельные установки подразделяются на энергетические, производственно-отопительные и смешанного типа.

По паропроизводительности котельные установки подразделяются: на установки малой мощности (0,7÷5,5 кг/с) или (2÷20 т/час); средней мощности (до 20 кг/сек или до 75 т/час) и большой мощности (свыше 30 кг/с или 100т/час).

По параметрам вырабатываемого пара установки бывают: низкого давления (до 1,4мПа), среднего давления (до 4,0мПа) и высокого давления (до 10,0 мПа).

В энергетических котельных вырабатывается перегретый пар, который используется в паротурбинных цехах теплоэлектростанций.

Производственно-отопительные котельные установки обслуживают производственные предприятия, снабжая их паром на отопление и вентиляцию, и для технологических аппаратов.

Котельные установки смешанного типа предназначены для выработки пар, как на производство электроэнергии, так и для технологических целей производства и отопления.

Все крупные современные заводы и фабрики пищевой промышленности, как правило, имеют свои котельные установки.

По характеру теплового потребления предприятия пищевой промышленности можно разбить на три большие группы.

I. Предприятия, использующие пар для выработки электроэнергии (в турбогенераторах) для технологических нужд, отопления, вентиляции зданий. Предприятия первой группы расположены обычно на местах получения сырья. К ним нет подвода электроэнергии из вне, и поэтому они имеют свои тепловые установки, оборудованные котельными установками смешанного типа. К первой группе относятся сахарные заводы, спиртовые предприятия, консервные заводы и т.д.

II. Ко второй группе предприятий относятся предприятия, использующие пар только для технологических и отопительных нужд. Эта самая многочисленная группа предприятий включает предприятия хлебопекарной, макаронной, кондитерской, молочной отраслей промышленности. Предприятия расположены в городах и поселках городского типа и имеют производственно-отопительные котельные.

С развитием крупных теплоэлектроцентралей наблюдается тенденция перехода предприятий на внешнее теплоснабжение от ТЭЦ.

III. К третьей группе предприятий относятся предприятия, использующие в качестве теплоносителя, главным образом, горячую воду (табачные фабрики и пр.).

2.1.Элементы котельной установки.

Основным устройством котельной установки является котельный агрегат и ряд вспомогательного оборудования. В котельной имеется несколько котельных агрегатов. Современный котельный агрегат является сложным устройством. Он состоит из топки, генератора пара, называемого обычно паровым котлом, пароперегревателя, водяного экономайзера, воздухоподогревателя, обмуровки, каркаса, арматуры и прочее. К вспомогательному оборудованию котельной установки относятся аппараты и механизмы, предназначенные для подготовки и транспортировки топлива и воды, тягодутьевые устройства, золоулавливающие аппараты, гарнитура, приборы теплового контроля и автоматического регулирования.

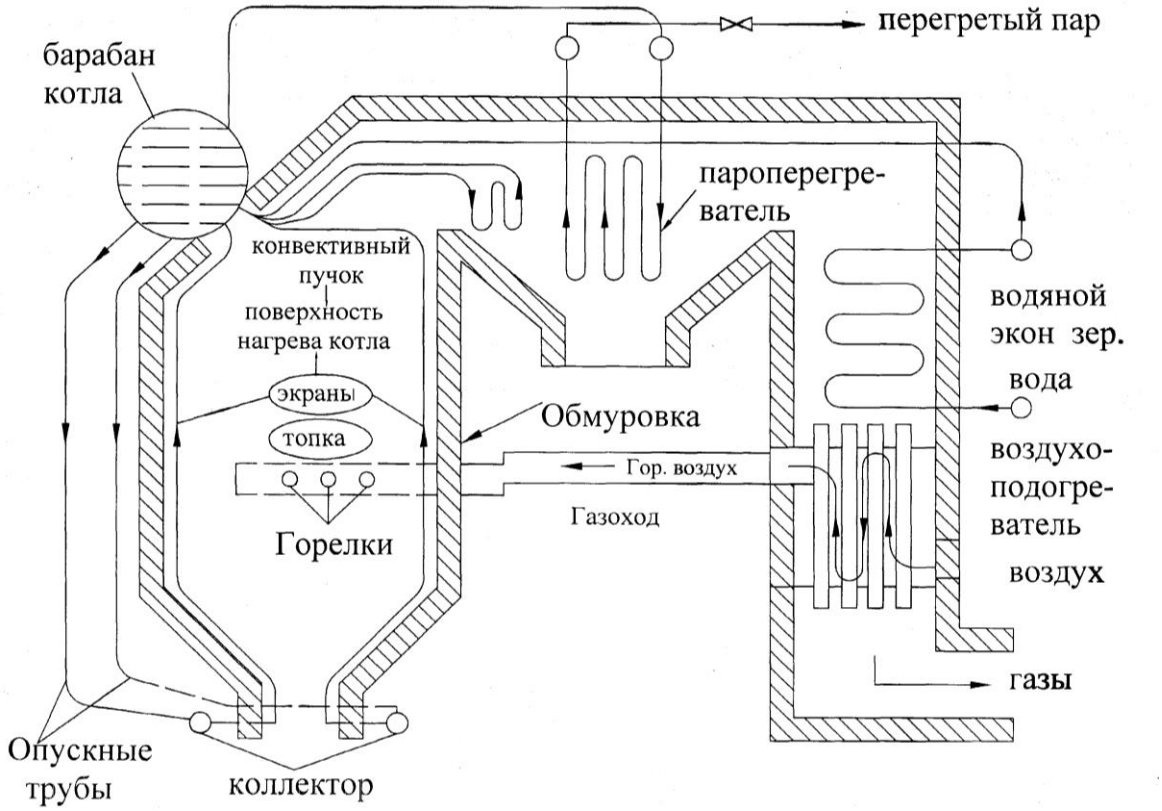
Топливоподача – механизированные устройства для подготовки и подачи топлива в котлоагрегатах.

Водоподготовительная установка – система различных аппаратов, обеспечивающих очистку воды от всевозможных примесей и накипеобразующих солей, а также деаэрацию воды.

Питательная установка включает в себя бак и насосы для подачи питательной воды в котельный агрегат.

Дутьевая установка состоит из воздуховода и дутьевого вентилятора, подающего воздух в топку.

Тяговая установка служит для удаления дымовых газов из котлоагрегата и состоит из дымососа и дымовой трубы.



На рис.1 представлена схема котельного агрегата

Золоулавливающее устройство – предназначено для удаления золы и шлаков из котельной. Контрольно-измерительная аппаратура обеспечивает безопасность и бесперебойную работу по выработке пара заданных параметров.

Топка служит для сжигания топлива. Топки классифицируются как слоевые, камерные, циклонные.

Генератор пара (паровой котел) – представляет собой закрытый металлический теплообменный аппарат, служащий для превращения поступающей в него воды в пар с давлением выше атмосферного. Котлы бывают различных конструкций.

На рис. 1 генератор пара (котел) состоит из барабана, экрана и опускных труб, коллекторов, конвективной поверхности нагрева.

Пароперегреватели предназначены для перегрева пара, выдаваемого котлом. Выполняются в виде змеевиков из бесшовных труб. В газоходах котла они размещены горизонтально или вертикально.

Экономайзеры служат для подогрева питательной воды перед ее поступлением в испарительную часть котла. Они подразделяются на кипящие и не кипящие. Экономайзеры представляют собой систему чугунных или стальных труб, гладких или ребристых, внутри которых циркулирует вода. Снаружи трубы обогреваются дымовыми газами, уходящими из котлоагрегата.

Воздухоподогреватели предназначаются для подогрева воздуха, подаваемого в топку для сжигания топлива, а при пылевидном сжигании еще для подсушивания топлива в мельницах. Наибольшее распространение получили трубчатые воздухоподогреватели. Воздух движется внутри труб, а снаружи трубы омываются горячими газами. При подогреве воздуха до 300 ^{o}C устанавливаются одно-

ступенчатые подогреватели, а при более высоких температурах – двухступенчатые.

Обмуровка представляют собой наружные и внутренние кирпичные стены котла. Выполняется из красного кирпича (строительного).

Футеровка выполняется огнеупорным кирпичом.

Каркас – металлическая конструкция, служащая опорой для элементов котлоагрегата.

Арматура обеспечивает безопасную работу. К ней относятся: предохранительные клапана (2 шт.), питательный запорный клапан (2 шт.), манометры (1 шт.), водомерные стекла (2 шт.), парозаборный клапан и другие.

К числу основных требований, предъявляемых к котельным установкам, относятся надежность и долговечность работы при заданных параметрах, безопасность работы, легкая регулируемость, низкая стоимость вырабатываемого пара и изготовление котлоагрегата.

2.1..Топки.

Топочное устройство или топка является как топливосжигающим, так и теплообменным устройством, воспринимающим до 50% теплоты, выделенной в топке и переданной излучением поверхности нагрева.

Существуют три основные способа сжигания топлива: в слое, факеле и вихре (циклоне). В соответствии с этим топки квалифицируются на слоевые и камерные.

Сжигание кускового топлива в слое на колосниковых решетках называется слоевым сжиганием, соответственно топки называют слоевыми.

Сжигание топлива во взвешенном состоянии (в виде тонкоизмельченного твердого топлива, газа, жидкого топлива) называется факельным, а топки называют камерными. Сжигание мелкоизмельченного топлива в сильном тангенциальном вздуваемом потоке воздуха называется вихревым сжиганием. Видом таких топок являются циклонные камерные топки.

Слоевые топки.

По степени механизации слоевые топки подразделяются на топки с ручным обслуживанием, полумеханизированные, полностью механизированные топки. При ручном обслуживании загрузка топлива на колосниковую решетку, шуровка топлива и выгрузка золы и шлака осуществляется вручную.

В полумеханизированных топках какая либо из указанных выше операций механизирована.

В полностью механизированных топках все операции сжигания топлива механизированы. Топки с ручным обслуживанием имеют распространение в установках малой мощности (0,5 ÷ 2 т/час). В установках средней мощности они находят весьма редкое применение. В установках средней и большой мощности имеют распространение топки полумеханизированные и полностью механизированные.

Камерные топки для сжигания угольной пыли, газа и мазута.

Тонкоизмельченная угольная пыль с первичным воздухом вентилятором подается в горелку, куда также подается горячий воздух, обеспечивающий полное сгорание топлива.

Сгорание угольной пыли в топке производится во взвешенном состоянии в факеле. Зола топлива частично осаждается в золовом бункере и удаляется из него. Некоторая часть золы улавливается в циклонах, устанавливаемых перед дымовой трубой. Основная часть золы $\approx 80\%$ вместе с дымовыми газами выбрасывается в атмосферу.

Вместо пылеугольных горелок камерные топки могут быть оборудованы при сжигании газа газовыми горелками, а при сжигании мазута – мазутными форсунками. Кроме того, камерные топки для сжигания газа и мазута, в отличие от пылеугольных топок, не имеют золового бункера и золоулавливающих устройств.

Тепловые характеристики топок.

Работа топочных устройств характеризуется следующими показателями:
Удельная тепловая мощность зеркала горения (показатель характеризующий работу слоевой топки):

$$q_R = \frac{B \cdot Q_н^p}{R}, \text{ кВт/м}^2 \qquad (13)$$

где: B – расход топлива, кг/с

$Q_н^p$ - низшая теплота сгорания топлива, кДж/кг

R - площадь зеркала горения, то есть видимая сверху поверхность горящего топлива, $м^2$.

Численно R считается равной площади колосниковой решетки, т.к. R=F.

Оптимальные значения тепловых напряжений зеркала горения зависят от типа топки и характеристик топлива. Они колеблются в пределах 800 – 2000кВт/$м^2$. С возрастанием величины q_R по сравнению с этим номинальным значением увеличивается потеря тепла (q_4) от механической неполноты сгорания.

Второй характеристикой является удельная тепловая мощность топочного пространства

$$q_v = \frac{B \cdot Q_н^p (Q_н^c)}{V_m}, \text{ кВт/м}^3 \qquad (14)$$

где V_m - объем топочной камеры, $м^3$. $Q_i^ñ$-низшая теплота сгорания газообразного топлива кДж/$м^3$.

Эта величина характеризует работу камерной топки.

Достаточный объем топочной камеры и достаточная ее высота обеспечивают эффективное сжигание летучих веществ, выделяющихся из топлива. Величины тепловых напряжений топочной камеры колеблются от 140 до 500 кВт/$м^3$. С возрастанием этой величины увеличиваются потери тепла (q_3) от химической неполноты сгорания и (q_4) от механической неполноты сгорания.

Величины q_R и q_v являются важными показателями, необходимыми для расчета размеров топок.

Для всех видов топок (слоевых и камерных), определяющих их экономичность и эффективность работы, является коэффициент полезного действия топки:

$$\eta_m = 100 - q_3 - q_4, \ \% \qquad (15)$$

где: q_3 - потери от химической неполноты сгорания, %,

q_4- потери от механической неполноты сгорания, %.

Чем лучше процесс сжигания, тем меньше q_3 и q_4, тем совершеннее топка.

КПД камерных топок выше, чем у слоевых, так как у них меньше величина q_4.

Последним показателем, определяющим работу топок, является коэффициент избытка воздуха в топке α_m:

$$\alpha_m = \frac{V_д}{V_в^0}, \qquad (16)$$

где: $V_в^0$ - теоретическое количество воздуха, необходимого для полного сгорания топлива, м^3/кг;

$V_д$ - действительное количество воздуха, поступившего в топку, м^3/кг.

Величина α_m зависит от вида сжигаемого топлива и типа топочного устройства.

3.ПАРОВЫЕ КОТЛЫ.

В современных котлоагрегатах под собственно паровым котлом понимают всю совокупность элементов (барабаны, экраны, фестоны, ширмы, кипятильные трубы), предназначенных для образования и сбора насыщенного водяного пара.

Барабан до определенного уровня заполнен водой образующий водяное пространство. В верхней части (паровое пространство) барабана собирается образующийся влажный насыщенный пар. В паровом пространстве барабана размещаются сепарационные устройства, служащие для отделения воды и пара. С насыщенным паром, покидающим барабан котла, уносится некоторое количество влаги в виде мелких капелек котловой воды. Соли, содержащиеся в этих капельках, после испарения капелек в пароперегревателе отлагаются на внутренней поверхности змеевиков вследствие чего в них ухудшается теплообмен и возникает нежелательное повышение температуры труб пароперегревателя. Соли могут также откладываться в арматуре паропроводов, что может привести к нарушению ее плотности, а попав в проточную часть паровой турбины соли снижают экономичность ее работы.

Осложнения, вызываемые уносом котловой воды, требуют снижения влажности и солесодержания пара, выходящего из барабанов. Снижение влажности пара достигается установкой специальных сепараторов, предназначенных для отделения капелек воды от пара. Конструкции сепараторов построены на использовании различных механических факторов гравитации, инерции, пленочного эффекта и других.

Инерционная сепарация осуществляется созданием резких поворотов потока паровой смеси, поступающей в барабан котла из экранных или котельных труб (отбойные щиты, циклоны).

Пленочная сепарация основана на том, что при ударе влажного пара о твердую увлажненную поверхность мельчайшие частицы влаги, содержащиеся в паре, пристают к этой поверхности, образуя на ней сплошную водяную пленку.

Паровые котлы выполняются как однобарабанными, так и двухбарабанными.

Экранные трубы, размещенные в топочном пространстве, служат для нагревания и испарения воды в основном за счет поглощения лучистой энергии.

Передние, менее обогреваемые экранные трубы являются опускными трубами контура естественной циркуляции воды и пароводяной смеси, а так как плотность воды в них больше, чем в более нагретых задних трубах, являющихся подъемными. Кипятильные трубы, омываемые снаружи горячими дымовыми газами, образуют развитую конвективную (испарительную) поверхность нагрева котла. Последние ряды кипятильных труб по ходу газов являются опускными. Дымовые газы между пучками кипятильных труб могут двигаться вертикально или в горизонтально-поперечном направлении с несколькими поворотами (котлы DE).

Под циркуляцией понимают процесс многократного обращения испаряемой воды в экранах и кипятильных трубах барабанных котлов. Она может осуществляться под действием гравитационных сил (из-за разности плотности воды и пароводяной эмульсии). Это так называемая естественная циркуляция. Но она может осуществляться и принудительно, под действием специального циркуляционного насоса (многократная принудительная циркуляция).

В прямоточных котлах циркуляционный контур отсутствует. Полное испарение воды в испарительной поверхности нагрева происходит за время однократного, прямоточного прохождения воды в ней (под действием питательного насоса).

Отношение количества воды, вошедшей в испарительную систему, к количеству пара, который вырабатывается за то же время этой системой, называется кратностью циркуляции. Для котлов с естественной циркуляцией кратность циркуляции колеблется в пределах $m=8\div50$ и больше. В котлах с многократно-принудительной циркуляцией $m=5\div10$. В прямоточных котлах $m=1$.

Основным типом котлоагрегатов являются вертикально-водотрубные котлы. Конструктивно они выполняются без барабанов, двухбарабанные и однобарабанные.

Безбарабанные цилиндрические вертикально-водотрубные котлоагрегаты выпускаются паропроизводительностью от 0,2 до 10 т/ч для производства влажного насыщенного пара с давлением 0,88 МПа (9 ата). Эти котлы устанавливаются на небольших предприятиях (хлебопекарни, кондитерские предприятия).

Двухбарабанные вертикально-водотрубные котлоагрегаты выпускаются производительностью от 0,4 до 50 т/ч для производства влажного насыщенного или перегретого пара низкого и среднего давления. Этот котел состоит из двух горизонтальных барабанов (верхнего и нижнего), расположенных на одной вертикальной оси. Стены топочный камеры покрыты трубами. Верхние концы труб в вальцованы в верхний барабан, а нижние- в коллекторы. Коллектор также со-

единен необогреваемой опускной трубой с верхним барабаном, причем, труба замурована в обмуровке.

Трубы, покрывающие стены топочных камер, называются экранами или экранной поверхностью нагрева котла.

Трубы, находящиеся в газоходах котла и омываемые продольным или поперечным потоком дымовых газов, которые отдают конвекцией свое тепло воде, циркулирующей по трубам, составляяют конвективную поверхность нагрева.

Питание котла осуществляется через верхний барабан через питательные трубы. Для поддержания нормального солесодержания применяют продувку котла. Продувка бывает непрерывная и периодическая. Непрерывная продувка производится из верхнего барабана, откуда непрерывно удаляется вода в количестве 3÷5 % от паропроизводительности котла. Периодическая продувка производится из нижнего котла один раз в смену и служит для удаления шлама (грязи) из котла. При работе котла на твердом топливе на конвективных трубах осаждается зола. Удаление золы с труб производится с помощью обдувочной трубы, соединенной с паровым пространством барабана.

В пищевой промышленности широкое применение находят двухбарабанные вертикально-водотрубные котлы типа ДЕ (2,5; 4; 6,5; 10; 20 т/час) с давлением 1,4 МПа, выпускаемые Бийским котельным заводом. Другие марки двухбарабанных вертикально-водотрубных котлоагрегатов: Е-0,4/9т, Е-1/9-1 Г,М, ГМ 50-14, DE-25-2,4ГМ, Е-1/9 г.м. паропроизводительность 1000 кг/ч, рабочее давление 0,9 мПа, топливо – газ, мазут.

Однобарабанные вертикально-водотрубные котлоагрегаты паропроизводительностью от 50 т/час и выше, предназначенные для производства перегретого пара среднего и высокого давления, выполняются с сильно развитыми экранными поверхностями нагрева, камерной топкой и с компоновкой элементов в виде буквы П. Они работают с естественной циркуляцией воды, в их топках сжигают твердое пылевидное, жидкое и газообразное топлива. В этих котлоагрегатах экранирование топки настолько значительно, что отпадает необходимость в развитых кипятильных конвективных поверхностях нагрева (поэтому эти котлы иногда называют экранными). Конвективными поверхностями нагрева в котлоагрегатах этого типа остаются только пароперегреватель, водяной экономайзер и воздухоподогреватель. Однобарабанные котлоагрегаты производи-тельностью до 75 т/час БКЗ-75-3,9,ГМ устанавливаются на сахарных заводах. Кроме котлов с естественной циркуляцией существуют котлы с принудительной циркуляцией. В котлах такого типа движение воды и пароводяной смеси в трубах котла производится за счет давления, создаваемого питательным насосом. Наибольшее распространение из котлов с принудительной циркуляцией имеют котлы Рамзина Л.К. так называемые прямоточные котлы.

Прямоточные котлы не имеют барабанов, состоят из одних труб, и получение пара в них производится за один проход воды по трубам.

Прямоточные котлы изготавливаются в виде мощных котельных агрегатов и предназначены для получения пара сверхвысокого давления и высокой температуры.

4.ВОДОПОДГОТОВКА.

В качестве питательной воды котлов используется конденсат, возвращающийся из конденсаторов турбин, теплообменников технологических аппаратов и умягченная добавочная вода. В природной (сырой) воде, используемой в качестве добавочной воды для питания котлов, всегда содержатся взвешенные и растворенные твердые вещества, и растворенные газы. Основными показателями, характеризующими качество воды, являются: содержание взвешенных веществ, сухой остаток, солесодержание, жесткость воды, щелочность, содержание коррозионноагресивных газов O_2 и CO_2 (в мг/кг). Содержание взвешенных веществ определяет загрязненность воды твердыми нерастворимыми примесями (песок, глина) и выраженная в миллиграммах на кг.

Сухой остаток – показатель, характеризующий коллоидных и растворенных неорганических и органических примесей в воде (в мг/кг).

Солесодержание – суммарная концентрация в воде катионов (Mg^{2+},Ca^{2+}) и анионов (OH^-, CO^{2-}) в мг/кг.

Жесткость воды общая $Ж_0$ - суммарная концентрация находящихся в в растворе ионов кальция и магния, выраженная в эквивалентных единицах измеряется в мг – экв/кг.

Щелочность воды общая $Щ_0$ - выраженная в мг – экв/кг суммарная концентрация содержащихся в воде анионов OH^- (Гидроксильные ионы) HCO_3^- (бикарбонатные ионы), CO_3^2 - (карбонатные ионы), PO_4^{3-} (фосфатных ионов). В природных водах из перечисленных ионов, как правило, присутствуют в заметных количествах бикарбонатные ионы. Содержащиеся в сырой воде взвешенные и растворенные твердые вещества, а также растворенные коррозионноагресивные газы делают ее непригодной для подачи в котлы, так как при наличии в воде твердых минеральных примесей котельный агрегат быстро зарастает накипью и забивается шлаком, а коррозионноагрессивные газы вызывают коррозию металлических поверхностей. Поэтому добавочная вода очищается от грубодисперсных коллоидных примесей и накипеобразующих солей, а также от растворенного воздуха. Удаление из воды грубодисперсных примесей достигается осветлением е путем отстаивания и фильтрования.

Осветление вводы путем фильтрования заключается в пропускании воды через фильтры, загруженные зернистым фильтрующим материалом (дробленый антрацит, мраморная крошка, кварцевый песок), задерживающим грубодисперсные примеси из-за малых размеров.

Коллоидные примеси в воде удаляются путем введения воду коагулянтов (сульфаты алюминия и железа). В результате чего коллоидные примеси превращаются в грубодисперсные хлопья, отделяемые потом от воды отстаиванием или фильтрацией.

Для снижения жесткости и щелочности воду подвергают предварительной обработке методом осаждения. При этом обрабатывают известью или другими реагентами, в результате этого в воде выделяются (осаждаются) труднорастворимые соединения кальция и магния, которые отделяются от умягченной воды осветлением.

В настоящее время наиболее полное умягчение природной воды достигают методом ионного обмена. При этом способе воду, подлежащую умягчению, пропускают через слой особых зернистых материалов – ионов, которые поглощают из воды катионы (Mg, Ca) накипеобразующих веществ, а взамен в эквивалентном количестве поступают ионы веществ, не нарушающих водный режим котлов. Это так называемая химическая очистка воды в катионитовых фильтрах.

В этих фильтрах, заполненных на 3/4 своего объема сульфуглем (катионитом) протекает реакция замещения содержащихся в воде катионов кальция Ca^{2+} и магния Mg^{2+} катионами натрия (Na – катионирование).

Освобождение воды от растворенных в ней коррозионноактивных газов осуществляется в деаэраторах. Деаэрация всей обращающейся в цикле воды осуществляется термическим способом.

Поддержание водного режима паровых котлов.

Даже при самой тщательной обработке добавочной воды удалить из нее_все растворенные минеральные вещества не представляется возможным. Попадая в котел эти остаточные примеси, постепенно накапливаются в котловой воде, так как в процессе испарения воды они почти не переходят в пар. С наступлением состояния насыщения избыточное количество примеси выпадает из раствора в виде кристаллов.

Вещества, которые кристаллизуются непосредственно на поверхности нагрева, образуют накипь.

Вещества, кристаллизующиеся в объеме котловой воды (вокруг взвешенных коллоидных частиц), образуют взвешенные частицы, называемые шламом. В связи с этим эксплуатацию (барабанного) парового котла следует вести так, чтобы концентрация накипеобразующих солей в котловой воде была ниже критической концентрации, при которой начинается их выпадение из раствора. Для этого прибегают к продувке котла, то есть к спуску из него некоторого количества котловой воды, чтобы вместе с этой водой удалить из котла то количество солей, которое поступает в него вместе с питательной водой. Так как солесодержание котловой воды во много раз выше солесодержания питательной воды, то поддержание допустимой концентрации солей в котловой воде достигается путем удаления из котла продувочной воды в количестве составляющем всего 0,5÷6% от его паропроизводительности.

Продувка осуществляется за счет разности давлений в котле и устройстве, куда направляется продувочная вода (расширитель). Применяется непрерывная и периодическая продувка паровых котлов.

Непрерывная продувка служит для удаления растворимых в котловой воде примесей и в барабанных котлах производится с помощью водозаборных труб, размещенных в барабане в месте максимальной их концентрации – при выходе пароводяной смеси из кипятильных труб вблизи уровня воды в верхнем барабане котла (или из выносных циклонов). Периодическая продувка применяется, в основном, для удаления шлама и поэтому производится из нижних точек

циркуляционного контура, где наиболее вероятно оседание более тяжелых шламовых частиц, т.е. их нижнего барабана и коллекторов экранов.

5. ТЕПЛОВОЙ БАЛАНС КОТЕЛЬНОГО АГРЕГАТА.

Тепловой баланс котельного агрегата – равенство, связывающее приход и расход тепла в котлоагрегатах. Он дает представление о распределении введенного в топку тепла. Тепловой баланс составляют для определения К.П.Д. котлоагрегата и необходимого расхода тепла. Тепловой баланс составляют применительно к установившемуся тепловому состоянию котлоагрегата в расчете на 1 кг твердого и жидкого и 1 $м^3$ газообразного топлива при 0^0С и 760 мм. р. ст.

Уравнение теплового баланса записывается в виде:

$$Q_p^p = Q_1 + Q_2 + Q_3 + Q_4 + Q_5 + Q_6, \ кДж/кг; кДж/м^3; \quad (17)$$

где Q_p^p - располагаемое теплота, кДж/кг

Q_1 - полезно используемое теплота в котлоагрегате, кДж/кг

Q_2- потеря теплоты с уходящими газами, кДж/кг

Q_3- потеря теплоты от химической неполноты сгорания, кДж/кг

Q_4- потеря теплоты от механической неполноты сгорания, кДж/кг

Q_5- потеря теплоты от наружного охлаждения котлоагрегата, кДж/кг

Q_6- потеря с теплотой шлака, кДж/кг.

Приняв, располагаемое тепло Q_p^p за 100% и разделив на Q_p^p все члены уравнения, тепловой баланс можно представить в виде

$$q_1 + q_1 + q_1 + q_1 + q_1 + q_1 = 100\% \quad (18).$$

где: $q_1 = (Q_1 / Q_p^p) \cdot 100\%; \quad q_2 = (Q_2 / Q_p^p) \cdot 100\%;$ и тд.

Располагаемое теплота на 1 кг твердого или жидкого топлива определяется уравнением:

$$Q_p^p = Q_н^p + Q_{в.вн} + i_{т.л.} + Q_ф, \text{, кДж/кг} \quad (19)$$

где: $Q_н^p$ - низшая теплота сгорания топлива, кДж/кг

$Q_{в.вн.}$- теплота, внесенная поступающим в котлоагрегат воздухом, при подогреве последнего вне котлоагрегата отработанной теплотой, кДж/кг

$i_{тл.}$ - физическая энтальпия топлива, кДж/кг

$Q_ф$ - теплота, вносимая в топку паровым дутьем, кДж/кг.

При сжигании газообразного топлива низшая теплота сгорания относится к сухому составу топлива, т.е. к величине $Q_н^c$.

Во многих случаях выражение для располагаемого тепла может быть упрощено, т.е.

$$Q_p^p = Q_н^p, \text{кДж/кг и } Q_p^p = Q_н^c, \text{ кДж/м}^3. \quad (20)$$

Полезно использованная теплота в котлоагрегате на производство пара определяется уравнением

$$Q_1 = \frac{Q_{ka}}{B} = \frac{Д_{ка}}{B}[(h_{пп} - h_{пв}) + \frac{P_{пр}}{100}(h'_{кип} - h_{пв})], \ \frac{кДж}{кг}, \ \frac{кДж}{м^3}, \quad (21)$$

Где: $Q_{ка}$ - полное количество теплоты, полезно отданного в котлоагрегате, кДж/сек

$Д_{ка}$ -паропроизводительность котельного агрегата, кг/с

В - расход топлива в котлоагрегате, кг/с, м3/с

$h_{пп}, h_{пв}, h^{/}_{кип}$ - соответственно энтальпии перегретого пара, питательной воды на входе в котлоагрегат, котловой воды при температуре кипения, кДж/кг

Рпр - величина непрерывной продувки в % от Дка

Для котлоагрегата, в котором производится влажный насыщенный пар, величина i_{ii} заменяется величиной энтальпии влажного насыщения пара h_x.

Отношение величины полезно использованного в котлоагрегатах теплоты к величине располагаемого топлива представляет собой коэффициент полезного действия котлоагрегата (брутто).

$$\eta_{ка}^{бр} = (Q_1 / Q_p^p) \cdot 100 = 100 - (q_2 + q_3 + q_4 + q_5 + q_6), \% \qquad (22)$$

Следовательно, $\eta_{ка}$ представляет собой полезно использованное тепло, выраженное в процентах, он оценивает полноту превращения химической энергии топлива в тепло пара.

Величина $\eta_{ка}$ в зависимости от паропроизводительности котлоагрегата, температуры уходящих газов, рода сжигаемого топлива и способа его сжигания колеблется в пределах от 70÷80 до 91÷94%. Первые цифры относятся к агрегатам небольшой производительности со слоевыми топками, вторые – к крупным агрегатам с камерными топками. Особенно высокими оказываются величины $\eta_{ка}$ для котлов, работающих на жидком и газообразном топливе.

Определение расходов топлива в котельном агрегате.

Расход топлива, подаваемого в топку (действительный расход), определяется по формуле:

$$B = \frac{Q_{ка}}{Q_н^р \eta_{ка}^{бр}} \cdot 100 \text{; кг/сек} \qquad (23)$$

Или
$$B = \frac{Д_{ка}[(h_{пп} - h_{пв}) + \frac{P_{пр}}{100}(h^{/}_{кип} - h_{пв})] \cdot 100}{Q_н^р \cdot \eta_{ка}^{бр}(Q_н^с)}, \text{ кг/сек}$$

где: $Д_{ка}$ - паропроизводительность котельного агрегата, кг/с

$h_{пп}$ - энтальпия перегретого пара, определяется по диаграмме водяного пара по значению давление и температура

$h_{пв}$ - энтальпия питательной воды, до $t_{пв}$=200 ^{0}C определить можно по уравнению: $h_{пв} = t_{пв} \cdot C_в$.

где: $C_в = 4{,}19 \frac{кДж}{(кг \cdot К)}$ -энтальпия питательной воды.

$h_{кип}$ - энтальпия кипящей (котловой) воды, т. Е. воды в барабане котла, кДж/кг определяется по справочным таблицам по давлению в барабане котла

$\eta_{ка}^{бр}$ - коэффициент полезного действия котлоагрегата, %

$Q_н^р$ - низшая теплота сгорания твердого или жидкого топлива топлива, кДж/кг.

$Q_н^c$-низшая теплота сгорания газообразного топлива, кДж/м^3.

Для подсчетов суммарных объемов продуктов сгорания воздуха и тепла, отданного газами в поверхности нагрева, вводится расчетный расход топлива, определенный с учетом тепла от механической неполноты сгорания, т.е.

$$B_p = B \cdot (1 - \frac{q_4}{100}), \text{ кг/с. (25)}$$

q_4-потери теплоты от механической неполноты сгорания, %.

5.1.Мероприятия по экономии топлива и тепловой энергии на предприятиях пищевой промышленности

Экономия топлива и тепловой энергии на предприятиях достигается за счет следующих мероприятий:

1. Использование теплоты уходящих газов для перегрева пара в пароперегревателях, для подогрева питательной воды в водяных экономайзерах, для подогрева воздуха с целью улучшить процесс горения топлива в воздухоподогревателях (экономия топлива от 10 до 15%).
2. Использование теплоты уходящих газов после технологических аппаратов (хлебопекарных печей, жаровен, сушилок).
3. Использование конденсата после технологических аппаратов и с конденсаторов турбин для питания котельных агрегатов.
4. Использование вторичных паров выпарных установок вакуум-аппаратов на технологические нужды.
5. Использование энтальпии паров самоиспарения (деаэраторы, расширители непрерывной продувки котельных агрегатов).
6. Использование горючих отходов предприятий (узла маслоэкстракционных заводов) в качестве топлива.

5.2.Классификация вторичных энергоресурсов (ВЭР).

Для каждого предприятия пищевой отрасли существует теоретически обоснованный уровень потребления энергии – это предел, до которого может быть снижен расход энергозатрат при идеальной организации производства. Этот предел соответствует определенному уровню технического оснащения отрасли, и выполняя различные организационно-технические мероприятия, можно достигнуть постепенно теоретического значения уровня энергозатрат.

Для оценки энергетической эффективности принимают энергетический коэффициент К.И.Т. (коэффициент использования теплоты), показывающий, какая доля теплоты от сгорания топлива используется при проведении технологического процесса. Например: консервная промышленность - 16%

хлебопекарная - 35%

кондитерская - 45 %

сахарная, спиртовая 88 – 93%.

В пищевой промышленности имеются значительные потери теплоты вследствие нерациональной организации энергетического хозяйства предприятий. Одной из задач организации теплового хозяйства является внедрение мероприя-

тий, направленных на снижение непроизводительных потерь энергии и наиболее полное использование вторичных энергоресурсов.

Вторичные энергоресурсы представляют собой потенциал определенного вида энергии (тепловой, химической, механической, электрической), содержащейся в отходах, промежуточных или готовых продуктах производства. Вторичные энергоресурсы предприятий пищевой промышленности можно разделить на 4 основные группы.

1. Энтальпия уходящих газов и жидкостей (сюда относится энтальпия дымовых газов, отходящих из котельных и печей, а также энтальпия, содержащаяся в барометрической воде, в барде спиртовых заводов).
2. Энтальпия отработанного пара паросиловых установок и вторичного пара теплоиспользующих установок (выпарные установки, ректификационные аппараты, сушилки, пары самоиспарения).
3. Энтальпия горючих отходов (например: лузга маслоэкстракционных заводов используется в качестве топлива в паровых котлах).
4. Энтальпия, содержащаяся в продуктах и отходах производства (это теплота, содержащаяся в шлаках котельных, горячем жоме сахарных заводов, горячем хлебе, сахаре).

Из перечисленных групп значительная роль первых двух, менее значительна – четвертая группа.

Энтальпия вторичных энергоресурсов используется по трем направлениям.

1. Для процессов, протекающих в основных технологических установках.
2. Для теплофикации и горячего водоснабжения жилых зданий.
3. Комбинированные схемы.

В каждой отрасли пищевой промышленности существуют свои источники ВЭР. Различные принципы технологии определяют их качественный и количественный состав. Рассмотрим основные наиболее емкие отрасли.

Сахарное производство. По своему объему, сложности и стоимости теплоэнергетического комплекса, по неразрывности связей между технологическим и теплоэнергетическим процессами, а также по возможности использования ВЭР сахарное производство занимает ведущее положение среди отраслей пищевой промышленности.

Основными составными частями ВЭР является энтальпия утфельного пара из вакуум-аппаратов, паров самоиспарения (деаэраторов котельных, сатураторов, сульфитаторов, сборников конденсатов, барометрической воды, продувочной воды, котлов, жомопрессовой воды, нагретого воздуха производственных помещений).

Спиртовое производство. В качестве ВЭР используется теплота барды из бражной колонны, вторичной барды, продуктов спиртового производства (спирт, сивушное масло, дрожжи). Энтальпия вторичного пара из сушилок дрожжей, охлаждающей воды из конденсатов и холодильников, уходящих газов из котлов, продувочной воды паров самоиспарения из сепаратора непрерывной продувки теплоты выпарных аппаратов

Пивоваренное производство.ВЭР включает в себя энтальпию вторичного пара варочных котлов, конденсатов, охлаждающей воды, уходящих газов сушилок и котельной.

6. ОТОПЛЕНИЕ, ВЕНТИЛЯЦИЯ И КОНДИЦИОНИРОВАНИЕ ВОЗДУХА.

6.1.Отопление.

Тепловая энергия в виде пара и горячей воды отпускается двум основным потребителям: промышленным и коммунальным.

В промышленности преимущественно используется слегка перегретый пар с давлением 0,5÷1,5 МПа для технологический процессов, а также получения горячей воды для отопления производственных помещений и нагрева воздуха, идущего на вентиляцию. Пар подается из отборов турбин ТЭЦ либо непосредственно из паровых котлов. Коммунальное потребление включает расходы тепловой энергии на отопление и вентиляцию жилых и общественных зданий, а также на бытовые нужды. Централизованный отпуск тепловой энергии от ТЭЦ и районных котельных с водогрейными котлами покрывают в СССР около 1/3 всего теплового потребления, причем с каждым годом доля теплового потребления увеличивается. Отопление в нашей стране осуществляется, как правило, подачей к потребителю нагретой воды, т.е. тепловые сети, являются водяными. Использование воды в качестве теплоносителя в отличие от пара связано с возможностью регулирования отпуска тепла изменением температуры теплоносителя, большой дальностью теплоснабжения (до 20 км), меньшими энергетическими потерями при транспорте, а также возможностью сохранения на ТЭЦ конденсата греющего пара. Применение воды вместо пара в тепловых сетях и отопительных приборах (радиаторы, трубы) позволяет, кроме того, исключить шум при работе и иметь относительно невысокие температуры греющих поверхностей, что повышает безопасность их эксплуатации.

Расход тепловой энергии $Q_{от}$ на отопление, равный теплопотерям здания, считается прямо пропорциональным объему здания $V(м^3)$ и разности температур воздуха внутри помещения $t_{вн}$ и наружного воздуха $t_{нар}$.

$$Q_{от} = \alpha_{от} V (t_{вн} - t_{пар}); \text{ вт. (кВт) (26)}$$

где: $\alpha_{от}$ - относительный коэффициент, величина задается в справочной литературе; кВт/($м^3$к).

V-$м^3$ - объем здания

$t_{вн}$-$t_{нар}$ - соответственно температуры воздуха внутри и наружи, ^{0}С.

В зависимости от типа и объема здания$(50÷100)10^3 м^3$ $\alpha_{от}$ изменяется в пределах для жилых зданий от 1,2 до 1,4

для промышленных зданий от 0,6 до 1,7.

Температура воздуха $t_{вн.}$ должна поддерживаться на уровне 18 ^{0}С в жилых помещения, 20 ^{0}С в детских учреждениях и школах, 16 ^{0}С в институтах, театрах.

Во избежание перегрева и для экономии топлива отопление включается в работу при температурах наружного воздуха ниже температуры помещения

(обычно при $t_{нар}$= 8÷10 ^{0}C). Для Москвы низшая расчетная температура для проектирования отопления принята равной -25 ^{0}C, Красноярска -40 ^{0}C, Тбилиси -7 ^{0}C. На тепловые нужды населения тепловая энергия отпускается в виде горячей воды с температурой 60 – 70 ^{0}C.

6.2.Вентиляция

Назначение вентиляции – поддерживать химический состав и физическое соотношение воздуха, удовлетворяющее гигиеническим требованиям, т.е. обеспечивать необходимую чистоту воздуха, его температуру, влажность и скорость движения. Необходимая чистота воздуха регламентируется санитарными нормами, устанавливающими предельно допустимые концентрации (ПДК) в нем вредных примесей.

Для этого необходимо из жилых помещений удалять загрязненный воздух и вместо него вводить свежий воздух из атмосферы. Интенсивность воздушного обмена зависит от интенсивности загрязнения воздуха в помещениях. Часовая кратность воздухообмена колеблется в широких пределах от однократного обмена воздуха до сорокапятикратного в таких производственных помещениях, как гальванические цеха и т.д. В пищевой промышленности кратность циркуляции колеблется в пределах 3 – 5. Поступающий зимой в помещениях воздух следует нагревать. Тепловая энергия, служащая для нагрева наружного воздуха до температуры помещения, называется теплотой, расходуемой на вентиляцию.

Существуют естественная и принудительная вентиляция.

Естественная происходит за счет обмена воздуха через окна, двери и специальные вентиляционные отверстия в наружных ограждениях здания. Интенсивность естественной вентиляции может достичь трехкратного обмена в час. Однако при естественной вентиляции обмен воздуха происходит непрерывно. При этом из помещения уходит и часть нагретого в помещении воздуха, что вызывает излишние потери теплоты. Поскольку при естественной вентиляции воздух предварительно не подогревается, то в отопительный период его нагрев осуществляется за счет системы отопления помещения. При расчете системы отопления принимают, что для нагрева 1 кг воздуха на 1^{0}C. при атмосферном давлении (0,1013 мПа) и влажности 30÷70% требуется примерно 1кДж тепловой энергии. Принудительная вентиляция эффективнее естественной. Она обеспечивает любую эффективность воздухообмена, позволяет равномерно вентилировать все части помещения. Загрязненный воздух удаляется специальными вытяжными вентиляционными системами и заменяется свежим, подаваемой проточной вентиляционной системой. Если вредные вещества выделяются в определенных точках помещения, то здесь устанавливают местные вытяжные устройства (отсосы). Если выделяющиеся газы легче воздуха, то точки отсоса располагаются под потолком, а точки притока свежего воздуха – внизу. При принудительной вентиляции для нагрева поступающего холодного воздуха используются паровые, водяные или электрические калориферы (подогреватели). Лучшим теплоносителем является горячая вода с температурой 70÷150 ^{0}C. Применение влажного водяного пара менее экономично, усложняет регулирование, однако размеры калориферов получаются меньше, чем при использова-

нии горячей воды. В настоящее время доля вентиляции в общей системе теплоснабжения резко увеличивается. Расход теплоты на вентиляцию подсчитывается по уравнению:

$$Q_{вент} = q_{вент} \cdot (t_{вн} - t_{нар})V \text{ ; кВт} \qquad (27)$$

где: $q_{вент}$ - удельный расход тепла на вентиляцию, кВт/ ($м^3$к)
для жилых домов $q_{вент} = 0$, для зданий других типов $q_{вент} = 0{,}42$ кВт/ ($м^3$к).

Воздухообмен рассчитывается по уравнению:

$$n = Q_{изб.}/[C(t_{ух} - t_{пр})]$$

где: n - необходимый воздухообмен (т.е. количество заменяемого
С – удельная массовая теплоемкость воздуха; $C \cong 1$кДж/(кг*К); $t_{ух}$- температура воздуха, уходящего в приемные устройства вытяжной вентиляции; $t_{пр}$ - температура приточного воздуха, поступающего в помещение. Значение $Q_{изб.}$ определяется, как разность количества теплоты, выделяющейся в помещении и теряемой через наружные ограждения.

6.3.Кондиционирование воздуха.

Функции приточной вентиляции часто выполняют системы кондиционирования воздуха, представляющие собой совокупность технических средств, служащих для приготовления (собственно кондиционеры), смешения (смесительные коробки) и распределения (каналы и воздухораспределительные устройства) воздуха и автоматического регулирования его параметров.

Различают комфортное и технологическое кондиционирование.

С помощью комфортного кондиционирования создаются благоприятные условия для человеческого организма. Работоспособность и самочувствие человека в большей степени зависит от температуры, влажности, чистоты и газового состава воздуха. Технологическое кондиционирование обеспечивает параметры воздушной среды, удовлетворяющие требованиям технологического процесса.

Высокие требования к состоянию воздуха предъявляет пищевая промышленность, поэтому этому вопросу уделяется большое внимание. В системе кондиционирования осуществляется очистка воздуха от пыли и его тепловлажностная обработка. В теплый период года воздух охлаждается и при необходимости осушается, а в холодное время – подогревается и увлажняется.

***

Вопросы для самоконтроля по разделу 3

1.Назовите основные виды топлива.
2.Перечислите горючие составляющие топлива.
3.Перечислите балластные составляющие топлива.
4.Что такое теплота сгорания топлива.
5.Какая из тепловых потерь при сжигании топлива в топке котла максимальна?

Тест по разделу 3

Составляющие топлива имеют стандартные обозначения: C, H, S, A, W

1.Какие из составляющих топлива являются горючими составляющими?
а)C; б)H; в)S; г)A

2.Какие из составляющих топлива являются балластом?

а)W; б)А; в)Н; г)S

Элементами котлоагрегата являются: А-экономайзер; Б-барабан; В- воздухоподогреватель; Г- горелки; Д- пароперегреватель.

3.Какие из них могут отсутствовать в котлах малой мощности?

а)А; б)Б; в)Д; г)В

4.Какие из них полностью или частично заполнены водой?

а)В; б)А; в)Б; г)Г

5.Какие из них заполнены частично или полностью паром?

а)Б; б)Д; в)В

Существуют три основные способа сжигания топлива: А-в слое, Б-в факеле, В-в вихре (циклоне).

6.Какой из способов реализуется в камерной топке?

а)Б; б)В; в)А

***

ОТВЕТЫ НА ВОПРОСЫ ТЕСТОВ

по разделу 1:

подлежат исключению неверные варианты:1В, 2В, 3В, 4Б, 5А.

по разделу 2:

правильные ответы: 1А, 2Б, 3В, 4В, 5Б

по разделу 3:

1. -С, Н, S. **2**. - А, W. **3**.- А,В,Д. **4**.- А, Б. **5**- Б,Д. **6**- Б,В

РЕШЕНИЕ ТРЕНИРОВОЧНЫХ ЗАДАНИЙ

Пример 1-1. Определить абсолютное давление пара, если манометр показывает давление $p_И$ = 4,5 кГс /см^2, а показание барометра В= 745 мм рт.ст.

Решение. Приближенно абсолютное давление этого пара равно

$$p = 4,5 + 1 = 5,5 \text{ бар} = 0,55 \text{ МПа}.$$

Для точного расчета надо сначала выразить показания манометра и барометра в единицах СИ:

$$p_и = 4,5 * 0,98 = 4,41 \text{ бар} = 0,4413 \text{ МПа},$$

$$B = 745 * 0,00133 = 0,993 \text{ бар} = 0,0993 \text{ МПа}.$$

Тогда

$$p = 4,413 + 0,993 = 5,406 \text{ бар} = 0,5406 \text{ МПа}.$$

Вычисленное значение давления можно использовать при пользовании таблицами термодинамического состояния данного пара.

Пример 1-2. Водяной пар при температуре t=400^{0}С и давлении p=4МПа имеет, как следует из таблиц термодинамических свойств, удельную энтальпию h=3214,5 кДж/кг и удельный объем v=0.07339 м3/кг. Определить удельную внутреннюю энергию u.

Решение. Предварительно выразим давление в килопаскалях: p=4000 кПа. Тогда

$$u = h - pv = 3214,5 - 4000 \cdot 0,07339 = 2920,9 \text{ кДж/кг}.$$

Пример 1-3. Известно, что водяной пар входит в турбину в состоянии с удельной энтальпией h_1 = 3330 кДж/кг , а выходит при h_2 = 2220 кДж/кг. Опреде-

лить техническую работу, совершаемую при расширении 1 кг пара, протекающего по турбине.

Решение. Искомая величина определяется по формуле (1-2):

$$L_{техн} = h_1 - h_2 = 3330 - 2220 = 1110 \text{ кДж/кг}.$$

Пример 1-4. Определить параметры перегретого водяного пара при давлении p = 4,0МПа и температуре t = 400^0C.

Решение. По таблицам "Термодинамические свойства воды и водяного пара" (см.[3]) находим: v = 0,07339 $м^3$/кг, h = 3214,5 кДж/кг, s = 6,7713 кДж/(кг.К).

Пример 1-5. Определить параметры водяного пара на выходе из парового котла Е-16-14 ГМ при значениях абсолютного давления p =1,4 МПа и температуры t = 225^oC.

Решение. По hs-диаграмме водяного пара_: h = 2870 кДж/кг, s = 6,62 кДж/кг/К, v=0,155 $м^3$/кг. Эти результаты отклоняются не более чем на 1% от точных значений, получаемых по таблицам.

*Пример 1-6***.** Сухой насыщенный пар с давлением 1 МПа после котла дросселируют в целях достижения безопасного давления до 0,12МПа. Определить удельную энтальпию пара и его температуру до и после дросселирования.

Решение.

На hs-диаграмме водяного пара находим линию изобары с давлением 1 МПа и линию сухого насыщенного пара x=1. На их пересечении отмечаем точку 1 начала процесса. Для этой точки находим по шкале на координатной оси h энтальпию $h_{вх}$= 2777 кДж/кг и по обозначению на линии изотермы, проходящей через точку 1, температуру $t_{вх}$=180^0C. Конечную точку процесса найдем на диаграмме исходя из условия, что ее энтальпия имеет такое же значение, как и в начале дросселирования, т.е. тоже 2777кДж/кг. Следовательно, находим точку 2 пересечения горизонтальной линии этой изоэнтальпы с линией изобары 0,12МПа. Выбираем линию изотермы, которая проходит через эту точку 2 и определяем температуру $t_{вых}$=150^0C.

Пример 2-I. Определить тепловой поток, проходящий через стенку теплообменника поверхностью 1 $м^2$. Температуры поверхностей теплообменника $t^1_{ст}$ = 80^0C и 20^0C. Теплопроводность стенки λ=0,8 Вт/(м К), толщина стенки 0,1 м.

Решение. Тепловой поток определяется по формуле (2.5):

$$Q = [(t^1_{ст} - t^{11}_{ст})F] / (\delta/\lambda) = [(80 - 20)1]/(0,1/ 0,8) = 480 \text{ Вт}$$

*Пример2-2. О*пределить режим движения жидкости в трубе диаметром 0,05м, скорость потока 2 м/с, коэффициент кинематической вязкости 5,4$м^2$/с.

Решение. Режим движения определяется числом Рейнольдса

$Re = \omega d/ \nu = 2 \cdot 0,05 /5,4 \cdot 10^{-6} = 1,85 \cdot 10^4$

Режим движения турбулентный, поскольку $Re>10^4$.

Пример2-3 Определить плотность теплового потока, проходящего через стенку при коэффициенте теплопередачи 0,8 Вт/($м^2$ К) и температурном напоре 60^0C.

Решение. Плотность теплового потока в процессе теплопередачи $q = K\Delta t = 0,8 \cdot 60 = 48$ Вт/ $м^2$

Пример 2-4. Определить коэффициент теплоотдачи при кипении воды в испарителе, если температура стенки испарителя 150^0С, давление пара 0,45 МПа, температура воды 142^0С.

Решение. Коэффициент теплоотдачи при кипении определяется

$$\alpha = 146{,}1\Delta t^{2{,}33} p^{0{,}5} = 146.1\ (\ 150\text{-}142)^{2{,}33}\ 0.45^{0{,}5} = 12456\ \text{Вт} / (\text{м}^2\text{К})$$

Пример3-1. В железнодорожном составе перевозится В=600 тонн Канско-Ачинского угля марки Б2Р (бурый-2, рядовой). Выразить это количество в единицах условного топлива.

Решение. Теплота сгорания Канско-Ачинского угля равна Qрн=15,7 МДж/кг. Отсюда 600 тонн этого угля эквивалентны условному топливу в количестве

$B_{усл}= B\ Q^p_н / 29{,}35= 600.15{,}7 / 29{,}35 = 321$ т.у.т.

Пример 3-2 . Годовая потребность хлебозавода (на собственную котельную и на хлебопекарные печи) в природном газе Ставропольского месторождения составляет $B=1{,}2.10^6 м^3$ при годовой выработке хлебо-булочных изделий в количестве P=18000 тонн. Вычислить расход условного топлива на единицу продукции (т.у.т./ т).

Решение. При теплоте сгорания природного газа Ставропольского месторождения, равной $Q^c_н= 35{,}5$ МДж/кг, годовой расход условного топлива составит

$Вусл= B.Q^c_н / 29{,}35 = 1{,}2.10^6 м^3.(35{,}5\ \text{МДж}/м^3) / (29{,}35\text{МДж/кг})=$

$=1{,}45.106$ кг = 1450 т.у.т.

Отсюда искомая величина равна

b = Вусл/ P = 1450 / 18000 = 0, 081 т.у.т./ т .

Пример 3-3. Известно, что типовые крупные ТЭС (тепловые электростанции) имеют электрическую мощнсть Nтэс =2400 МВт при эффективном КПД = 39%. Определить часовой выход золы и серы (в составе оксидов серы) при сжигании кузнецкого угля марки ГР.

Решение. По таблице определяем массовую долю золы и серы в рабочей массе и теплоту сгорания угля :

Ар= 11%, Sp= 0,5%, Qрн=26,1 МДж/кг

По вышеприведенным формулам определяем приведенную зольность и приведенное содержание серы:

Ап= 10 .11/ 26,1 = 4,2 г / МДж,

Sп= 10 . 0,5 / 26,1 = 0,19 г / МДж .

Определяем секундный расход (поток) энтальпии, поступающий вместе с топливом через горелки на входе в котлы электростанции. Этот поток, называемый тепловой мощностью электростанци Qтэс , равен

$Q_{тэс}= N_{тэс}/$ КПД = 2400 / 0,39 = 6150 МВт = 6150 МДж/с = 6150 МВт.

Искомый выход золы равен

$G_A= A_п. Q_{тэс}= 4{,}2.6150 = 25800$ г/с =25800.3600/106=93 тонны золы в час.

Выход серы

$G_s= S_п. Q_{тэс}= 0{,}19. 6150 = 1170$ г/с = 1170.3600/106=4,2 тонны серы в час.

Полученные результаты показывают, какой дорогой ценой (загрязнение окружающей среды, кислотные дожди) окупается производство электроэнергии на угольных ТЭС.

ВОПРОСЫ К ЭКЗАМЕНУ

1. Сформулируйте 1-й и второй закон термодинамики.
2. Назовите термодинамический процесс в котором работа равна нулю.
3. Назовите основные виды теплообмена.
4. Назначение котельного агрегата.
5. Способы сжигания топлива.

ТЕСТ ПО ДИСЦИПЛИНЕ

6. Можно ли определить параметры состояния влажного пара по его степени сухости и температуре?
   1)-да, 2)-нет
7. При любых ли адиабатных процессах энтропия рабочего тела остается постоянной?
   1)-да, 2)-нет
8. Возможны ли процессы теплообмена при одинаковых температурах исследуемых систем?
   1)-да, 2)-нет
9. Возможен ли процесс конвективного теплообмена в твердых телах?
   1)-да, 2)-нет

17.Существуют ли котлы без водяного экономайзера?
   1)-да, 2)-нет

Список литературы.

1.Теплотехника.П/ред.А.П. Баскакова.-М.:Энергоатомиздат,1991.

2. Таблицы теплофизических свойств воды и водяного пара. Справочник.-М.: Издательство МЭИ,1999.

3. Воскресенский В.Ю. Краткий курс технической термодинамики.-М.: РИО МГТА, 2000.

4. В.П. Исаченко, В.А. Осипова, А.С. Сукомел. Теплопередача. Энергия,1971

5. В.В. Нащокин. Техническая термодинамика и теплопередача. Высшая школа.1980.

Воскресенский Всеволод Юрьевич, Мороз Тамара Георгиевна, Фадеев Владимир Васильевич

Теплотехника

Учебно-практическое пособие

Подписано к печати:
Тираж
Заказ №