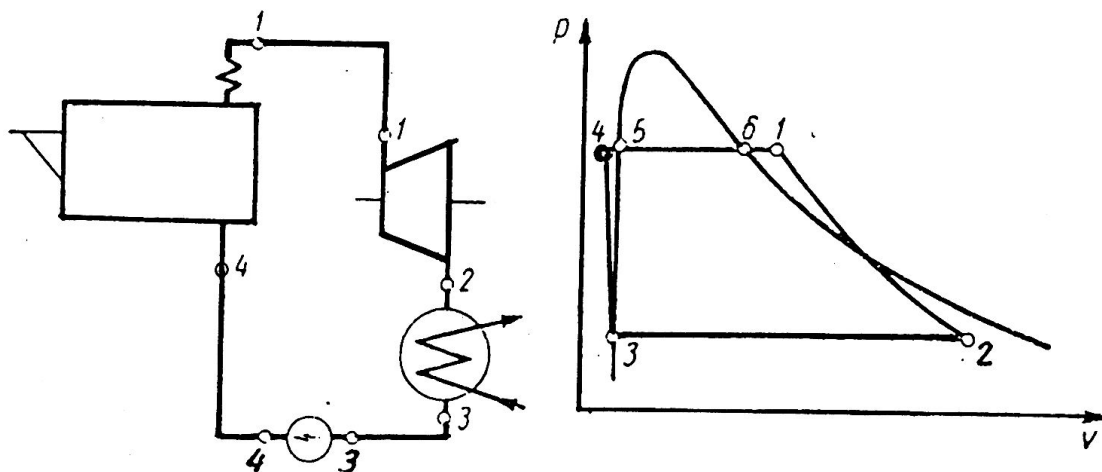


МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ И НАУКИ УКРАИНЫ
ДОНБАССКИЙ ГОРНО – МЕТАЛЛУРГИЧЕСКИЙ ИНСТИТУТ

Техническая термодинамика И ОСНОВЫ ТЕПЛООБМЕНА

Учебное пособие



Алчевск, 2004

УДК 621.1.016

Методическое пособие к выполнению контрольного задания по курсам: “Теоретические основы теплотехники”, “Техническая термодинамика” (для студентов высших учебных заведений).

Методическое пособие составлено в соответствии с программой курса “Теоретические основы теплотехники” для всех специальностей (не энергетических) и охватывает все разделы указанной программы.

В методическом пособии подобраны типовые примеры и задачи по основным разделам (темам) курса (техническая термодинамика, основы теплопередачи, паросиловые установки, двигатели внутреннего сгорания).

При решении задач по теме “Водяной пар”, “Влажный воздух” необходимо пользоваться энтропийными диаграммами водяного пара и диаграммой Jd для воздуха.

Составитель:

Н.Ф. Брожек, канд. тех.н., доц.

Рецензенты:

СОДЕРЖАНИЕ

Введение	
Раздел первый. Техническая термодинамика	
Глава первая. Основные понятия и положения технической термодинамики.....	
1.1 Источники выработки тепловой энергии	
1.2 Предмет технической термодинамики	
1.3 Термодинамическая система. Рабочее тело термодинамические Параметры состояние	
Глава вторая. Идеальные газы. Термодинамические свойства	
2.1 Уравнение состояния идеальных газов	
2.2 Газовые смеси	
Глава третья. Первый закон термодинамики.....	
3.1 Внутренняя энергия	
3.2 Теплота	
3.3 Работа расширения	
3.4 аналитическое выражение первого закона термодинамики	
3.5 Энтальпия газ	
Глава четвертая. Термодинамические процессы в газах	
4.1 Термодинамический процесс	
4.2 Метод исследования термодинамических процессов.....	
4.3 Изохорный процесс.....	
4.4 Изобарный процесс.....	
4.5 Изотермический процесс.....	
4.6 Адиабатный процесс.....	
4.7 Политропный процесс	
4.8 Анализ политропных процессов	

Глава пятая. Второй закон термодинамики	
5.1 Круговые процессы.....	
5.2. Прямой обратимый цикл Карно	
5.3 Обратный обратимый цикл Карно	
5.4 Сущность и формулировка второго закона термодинамики	
Глава шестая. Влажный воздух	
6.1 Основные определения и физические свойства	
6.2 I d – диаграмма влажного воздуха	
Глава седьмая. Водяной пар.....	
7.1 Общие положения.....	
7.2 Процесс парообразования и основные определения в pV и Ts – диа- граммах водяного пара	
7.3 Диаграмма ts водяного пара.....	
Глава восьмая. Циклы паросиловых установок.....	
8.1 Цикл Карно для водяного пара	
8.2 Цикл Ренкина. Влияние основных параметров пара на величину термического к.п.д. Ренкина	
Глава девятая. Истечение и дросселирование газов и паров	
9.1 Основанные закономерности течения газа в соплах и диффузорах	
9.2 Дросселирование газов и паров	
Глава десятая. Циклы холодильных установок	
10.1 Основные сведения и определения. Обратный цикл Карно	
10.2 Цикл воздушной холодильной установки	
10.3 Цикл парокомпрессионной холодильной установки	
10. 4 Цикл парожетторной холодильной установки	
10.5 Цикл абсорбционной холодильной установки	
10.6 Цикл теплового насоса	

Раздел второй. Основы теплообмена	
Глава одиннадцатая. Основные виды теплообмена.....	
11.1 Теплопроводность	
11.2 Закон Фурье	
11.3 Частный случай теплопроводности при стационарном режиме ..	
11.5 Конвективный теплообмен.....	
11.6 Лучистый теплообмен	
11.7 Теплообменные аппараты	
Контрольные вопросы и задачи для самостоятельного решения	
Приложение	
Список литературы.....	

ВВЕДЕНИЕ

Предлагаемое учебное пособие по технической термодинамике и основам теплообмена подготовлено в соответствии с утвержденной учебной программой на основе лекций, читаемых автором.

Тепловые процессы составляют основу многих производств и определяют режим работы ряда теплотехнических устройств и установок.

В учебном пособии в сжатой форме раскрыт предмет термодинамики и основ теплообмена.

Целью изучения технической термодинамики и основ теплообмена является привитие студентам умений и навыков, необходимых для самостоятельного решения прикладных задач инженерного характера и выполнения простых теплотехнических расчетов, связанных с анализом эффективности различных теплогенерирующих установок.

В первой части пособия излагаются свойства рабочих тел, законы термодинамики, процессы изменения идеальных и реальных газов, течение газов и паров, циклы тепловых двигателей и установок.

Во второй части пособия рассматриваются способы распространения тепла в одном и том же рабочем теле, теплообмен между телами конвекцией, излучением. В заключительной главе изучается теплообменный аппарат.

Курс "Техническая термодинамика и основы теплообмена" служит основой для изучения ряда дисциплин теоретического и прикладного характера горных, металлургических и машиностроительных специальностей, в частности, таких как "Теплотехнические установки шахт", "Гидропневмоавтоматика", "Пневматические установки", "Теплогазоснабжение", "Гидрогазодинамика" и др.

В предлагаемом учебном пособии теоретический материал сочетается с набором теплотехнических задач, отражающих содержание каждой темы и предназначенных для самостоятельного решения в качестве домашнего задания.

Выполняя домашнее задание, студенты решают конкретные теплотехнические задачи, что способствует систематизации, закреплению и расширению теоретических знаний, развитию навыков самостоятельной работы с технической литературой, а также с нормативным и справочным материалом, помещенным в тексте и приложениях настоящего пособия.

Особая благодарность выражается рецензентам проф. В.Л.Дзюбе и канд. техн. наук М.Я.Константинову за ценные замечания и пожелания, которые были учтены при доработке рукописи, что позволило повысить ее качество.

Автор искренне признателен сотрудникам кафедры «Эксплуатация гидравлических машин и гидропневмоагрегатов»

ТЕХНИЧЕСКАЯ ТЕРМОДИНАМИКА

Целью обучения термодинамике является привитие студентам умений и навыков, необходимых для выполнения термодинамических расчетов, связанных с анализом эффективности тепловой энергии машин и установок.

Глава первая. **ОСНОВНЫЕ ПОНЯТИЯ И ПОЛОЖЕНИЯ** **ТЕХНИЧЕСКОЙ ТЕРМОДИНАМИКИ**

1.1 Источники выработки тепловой энергии

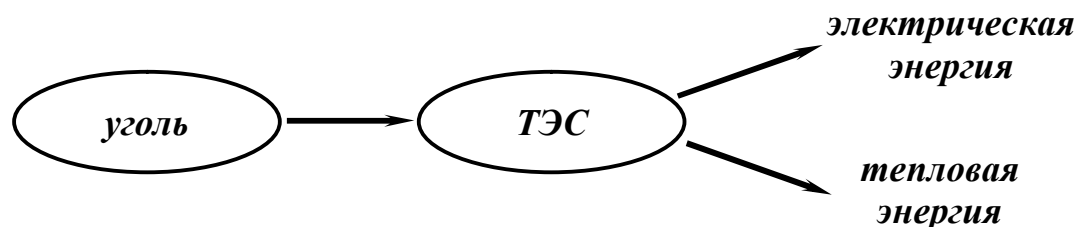
Развитие всех отраслей промышленности, связано с увеличением потребления электрической энергии, требующей значительного увеличения добычи природного топлива. По статистическим оценкам в среднем количество ежесуточно потребляемых энергоресурсов в расчете на одного жителя Земли эквивалентно примерно 7 кг условного топлива. Для сравнения различных видов топлива по их тепловому эффекту введено понятие условного топлива, теплота сгорания которого принята $Q'_н = 29300$ кДж/кг. Для перевода любого топлива в условное существует понятие – тепловой эквивалент. $\mathcal{E}_т = 8500/29300 = 0,29$, т.е. 1 тонна угля по тепловой ценности примерно 0,29 удельной теплоты. В связи с этим, особое внимание уделяется более широкому использованию для производства электроэнергии угля известных месторождений Украины. Значительная часть электроэнергии вырабатывается на тепловых электростанциях (ГРЭС, ТЭС и т.д.)

Кроме угля к первичным источникам относятся нефть, газ, ядерное топливо, гидроэнергетические и возобновляемые источники.

Газ – наиболее чистый вид органического топлива, кроме того, он может существенно повысить мобильность энергетической системы при резких изменениях нагрузки (по временам суток) если организовать производство мощных энергетических газовых турбин и строительство на их базе пиковых электростанций.

Газовые турбины могут значительно интенсивнее изменять или сбрасывать нагрузку по сравнению с паровыми конденсационными станциями.

Важное значение для энергетики нашей страны имеют гидравлические станции (в СССР они вырабатывали 15...16 % электроэнергии). Однако их главное назначение в Единой энергетической системе не в количестве производимой энергии, а в возможности снятия пиковых нагрузок, так как ТЭС и АЭС значительно инерционнее при смене режимов (могут выполнять функции регулятора Единой энергетической системы).



Широко используются такие гидроаккумулирующие электростанции (ГАЭС), на которых установлены так называемые обратимые гидротурбины, способные в период максимальной нагрузки работать в режиме обычных турбин и вырабатывать электроэнергию, а в период минимальной нагрузки – в режиме насосов из водоема А после плотины, в водоем Б при плотине (рис. 1).

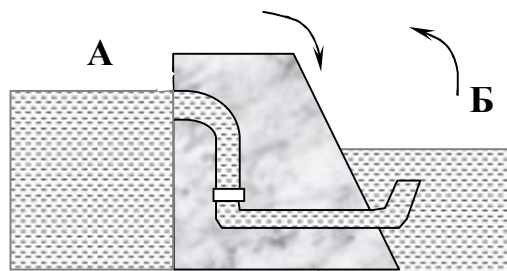
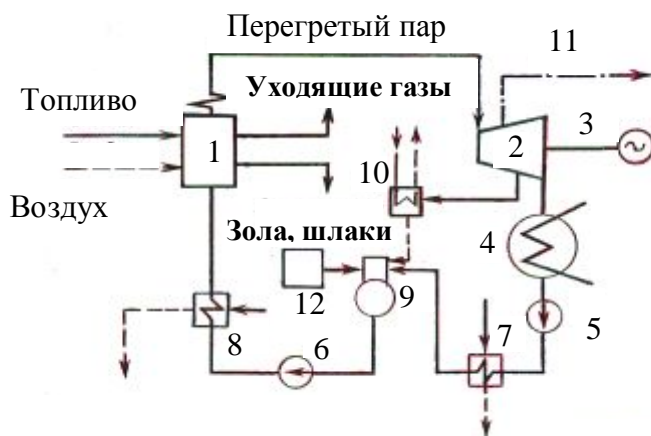


Рисунок 1 – Схема гидроаккумулирующей электростанции.

Анализ перспектив развития энергетики показал, что наша промышленность не может обойтись без определенного развития атомной энергетики с учетом обеспечения безопасности работы АЭС.

Рассмотрим схему преобразования тепловой энергии в механическую с использованием паровой турбины (рис. 2).

Полученный в котле перегретый пар поступает в турбину, где его тепловая энергия превращается в механическую, передаваемую валу турбины. С последним связан электрический генератор в котором механическая энергия превращается в электрическую.



1–паровой котел; 2–паровая турбина; 3–электрический генератор; 4–конденсатор; 5–конденсаторный насос; 6–питательный насос; 7–подогреватель низкого давления; 8–подогреватель высокого давления; 9–деаэрактор; 10–подогреватель сетевой воды; 11–отбор пара на технологические нужды; 12–водоподготовительная установка.

Рисунок 2 – Преобразование тепловой энергии в механическую энергию в установке с паровой турбиной

Теплотехника, как комплексная инженерная наука изучает законы преобразования химической энергии топлива в теплоту, механическую работу и электрическую энергию, а также устройство и принцип действия машин и аппаратов, применяемых в теплотехнических и энергетических установках.

Теоретические основы теплотехники разработаны М.В.Ломоносовым (1711 – 1765г.г). Он открыл закон сохранения материи; являлся одним из основоположников молекулярно-кинетической теории теплоты; научно обосновал механическую теорию теплоты. Теплота является формой движения мельчайших частиц тела (внутреннее движение материи). Он определил сущность разработанных впоследствии законов термодинамики.

Большая заслуга в развитии теоретических основ теплотехники принадлежит русским ученым М.Ф.Окатову, М.И.Менделееву. В изучении свойств реальных газов и водяных паров внесли вклад М.Л.Вукалович, И.И.Новиков, В.А.Кирилин. Из зарубежных – основатели теплотехнической науки – Сади Карно, Клапейрон, Джоуль, Кельвин, Клаузиус, Планк и др.

Раздел теплотехники, в котором изучаются свойства теплоты и законы взаимного преобразования тепловой и механической энергии называется ***термодинамикой***.

Эти преобразования происходят с помощью рабочего тела – вещества, которое, как правило, находится в газообразном состоянии. Энергия движения молекул называется внутренней. Кинетическая энергия взаимного притяжения молекул – внутренняя потенциальная энергия.

Термодинамика условно делится на техническую и химическую.

1.2 Предмет технической термодинамики

Техническая термодинамика - наука о свойствах теплоты и законах взаимного превращения тепловой и механической энергии. Она является теоретической основой расчета и проектирования тепловых двигателей (паровых и газовых турбин, реактивных и ракетных двигателей, двигателей внутреннего сгорания), а также компрессорных, сушильных и холодильных машин.

Техническая термодинамика и теория теплопередачи составляют теоретическую часть теплотехнической науки.

В основу термодинамики положены два основных закона, установленных опытным путем. **Первый закон** характеризует количественную сторону процессов превращения энергий, а **второй закон** устанавливает качественную сторону (условия для взаимного превращения работы и теплоты, указывает направленность изменений, возникающих во всех реальных процессах обмена энергией).

Химическая термодинамика изучает процессы, в которых обмен энергией сопровождается изменением химического состава тел

1.3 Термодинамическая система. Рабочее тело.

Термодинамические параметры состояния рабочего тела

Термодинамическая система - совокупность материальных тел, находящихся в тепловом и механическом взаимодействии друг с другом и окружающими телами. Объектом изучения в термодинамике служит вещество (пар, газ, продукты сгорания) называемое рабочим телом.

Объектом изучения в технической термодинамике является вещество (пар, газ, продукты сгорания и др.) называемое рабочим телом.

Термодинамическая система, которая не обменивается с внешней средой ни энергией, ни веществом, называется **изолированной**.

В качестве термодинамической системы может рассматриваться земная атмосфера, узел теплового двигателя. Граница между термодинамической системой и окружающей средой называется **контрольной поверхностью**.

Примером термодинамической системы с двумя степенями свободы является газ, заключенный в цилиндре с подвижным поршнем. Энергия газа изменяется посредством поршня (изменяя механическую работу) – **механическая степень свободы**.

Вторая степень свободы (тепловая, термическая) проявляется при изменении энергии газа 1 путем теплообмена (подвод теплоты от нагревателя 2 через стенку цилиндра 3) (рис.3).

В рассматриваемом случае для газа в цилиндре контрольная поверхность совпадает с внутренними поверхностями поршня и цилиндра.

Физические величины, значения которых однозначно определяют состояние термодинамической системы, называются параметрами состояния.

Методы термодинамики применимы только для равновесных систем. Характеристиками равновесного термодинамического состояния являются совокупность величин, номенклатура и энергетический смысл которых определяются при совместном рассмотрении соотношений, которые исходят из основных законов термодинамики.

Отсюда следует, что к основным параметрам состояния при рассмотрении двух форм энергетического взаимодействия (механического и теплового) принадлежат пять взаимосвязанных величин:

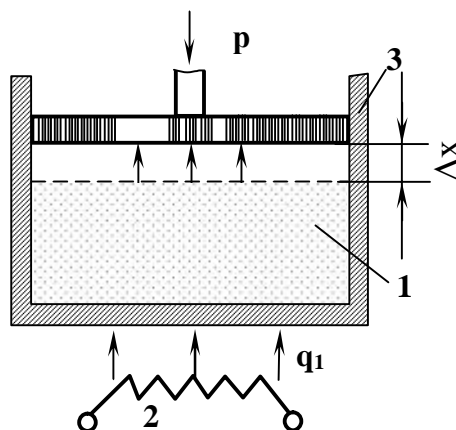


Рисунок 3 - Термодинамическая система с двумя степенями свободы

Абсолютное давление p , величина, которая не зависит от массы тела.

$$p = p_{\text{ат}} + p_{\text{изб}} \quad (1.1)$$

Давление газа ниже атмосферного называется разрежением ($p_{\text{вак}}$).

$$p_{\text{вак}} = p_{\text{ат}} - p \quad (1.2)$$

В международной системе давление измеряется в паскалях (Па)

$$1 \text{ Па} = 1 \text{ Н} / \text{м}^2$$

Внесистемная единица – измерения бар

$$1 \text{ бар} = 10^5 \text{ Па}$$

В единицах высоты столба жидкости

$$1 \text{ мм рт.ст.} \approx 133,3 \text{ Па}$$

$$1 \text{ мм вод.ст.} \approx 9,807 \text{ Па}$$

Абсолютная термодинамическая температура $T^\circ\text{К}$ - мера интенсивности теплового движения молекул вещества, характеризует тепло-

вое состояние рабочего тела и пропорциональна средней кинетической энергии поступательного движения вещества.

В лабораторных и промышленных условиях температуру измеряют жидкостными термометрами, пирометрами, термопарами. В системе СИ за единицу температуры принят Кельвин (К): на практике применяют градус Цельсия ($^{\circ}\text{C}$). Соотношение между ними имеет вид

$$T = t + 273,15 \quad (1.3)$$

Параметром состояния является абсолютная температура (К). В США и Англии для измерения температуры применяют шкалу Фаренгейта ($^{\circ}\text{F}$). На этой шкале ($^{\circ}\text{F}$) температура таяния льда и температура кипения воды обозначены соответственно через 32° и 212°C .

В термодинамической температурной шкале нижней границей температуры служит точка абсолютного нуля (0°K) и единственной экспериментальной реперной (т.е. опорной) точкой является тройная точка воды, температура которой является температурой равновесия между тремя состояниями воды: жидкой водой, льдом и парами воды.

Удельный объем υ - это объем единицы массы вещества. Если однородное тело массой m занимает объем V , то

$$\upsilon = \frac{V}{m}, \quad \frac{\text{м}^3}{\text{кг}} \quad (1.4)$$

а обратная ему величина – плотность (масса единицы объема)

$$\rho = \frac{m}{V} = \frac{1}{\upsilon} \text{ кг/м}^3 \quad (1.5)$$

Внутренняя энергия U - запас энергии тела, т.е. функция его состояния. Так, повышение температуры газа свидетельствует об увеличении его внутренней энергии.

$$\Delta U = Q - L \text{ (Дж)} \quad (1.6)$$

где Q - теплота (Дж);

L - работа (Дж).

Энтропия S характеризует направление протекания процесса теплообмена между системой и внешней средой. Она зависит от массы тела. Для произвольной массы газа G (кг) энтропию S измеряют в кДж/К, а энтропию 1 кг газа обозначают буквой s и измеряют в кДж/(кг·К)

Энтропия рассматривается как параметр состояния, и ее изменение, как функция состояния не зависит от пути протекания процесса

$$S_2 - S_1 = \Delta S = \Delta q / T, \quad \text{кДж / (кг · К)}$$

Введение понятия энтропии позволяет применять для исследования термодинамических процессов новую тепловую Ts - диаграмму.

Пример: Разрежение в конденсаторе паровой турбины составляет $h = 0,88$ бар при абсолютном давлении $B = 751$ мм рт. ст.

Определить абсолютное давление в конденсаторе

Решение.

$$P_{\text{абс}} = B - h = 751 \cdot 133,3 - 0,88 \cdot 10^5 = 12108 \text{ Н/м}^2 = 0,121 \text{ бар}$$

$$\text{так как } 1 \text{ мм рт.ст.} = 133,3 \text{ а } 1 \text{ бар} = 10^5 \text{ Н/м}^2$$

Глава вторая. ИДЕАЛЬНЫЕ ГАЗЫ.

ТЕРМОДИНАМИЧЕСКИЕ СВОЙСТВА.

2.1 Уравнение состояния идеальных и реальных газов

Газы, встречающиеся на практике, называют реальными. Молекулы и атомы таких газов находятся в непрерывном хаотическом движении, они имеют конечный объем и между ними существуют силы притяжения и отталкивания.

С целью упрощения изучения свойств газообразного рабочего тела введено понятие идеального газа. Газ, у которого отсутствуют силы взаимодействия между молекулами и их объем равен нулю, называется идеальным.

При больших объемах и низких давлениях, а также при высоких температурах можно пренебречь силами межмолекулярного взаимодействия. В этом случае реальный газ с некоторым приближением можно считать идеальным. Это позволяет вести расчеты по уравнениям, выведенным для идеальных газов, что упрощает расчеты и понимание сущности термодинамических процессов.

Для равновесного состояния идеального газа существует однозначная зависимость между его основными параметрами p , v и T .

Уравнение состояния идеального газа для 1 кг газа имеет вид

$$pv = RT \quad (1.7)$$

Для 1 кмоль газа уравнение имеет вид

$$pV_\mu = \mu R_0 T \quad (1.8)$$

где V_μ - объем 1 кмоль при данных условиях;

R_0 – универсальная газовая постоянная, одинаковая для 1 кмоль любого газа:

$$R_0 = 8,31 \cdot 10^3 \text{ Дж/(кмоль}\cdot\text{K)} \quad (1.9)$$

Для произвольной массы газа (m или M кг)

$$pV = \frac{M}{\mu} R_0 T \quad (1.10)$$

где V – объем, занимаемый M кг газа;

$\frac{M}{\mu}$ - число кмоль газа.

Газовая постоянная R связана с универсальной газовой постоянной соотношением

$$R = \frac{R_0}{\mu} \quad (1.11)$$

и она равна

$$R = 8314/\mu, \quad (1.12)$$

где μ - молекулярная масса данного газа, кг/кмоль;

Величина μR и R есть работа, которую совершает либо 1 кмоль, либо 1 кг газа при изменении температуры на 1 К.

Для теплоемкостей C_v и C_p идеальных газов при $\frac{C_p}{C_v} = k$ справедливо уравнение Майера

$$C_p - C_v = R \text{ Дж/кг}\cdot\text{град} \quad (1.13)$$

где k является показателем, входящим в уравнение адиабатного процесса.

2.2 Газовые смеси.

Газовая смесь - это механическая смесь газов, в которой не происходит никаких химических реакций (продукты сгорания в топках печей и котлов, двигателях внутреннего сгорания, влажный воздух в сушильных установках).

Основным законом, определяющим поведение газовых смесей, является закон Дальтона: полное давление смеси идеальных газов равно сумме парциальных давлений всех входящих в нее компонентов

$$P = \sum_1^n P_i \quad (1.14)$$

Парциальное давление P_i – это давление, которое имел бы каждый газ, входящий в состав смеси, если бы он находился один в том же количестве, в том же объеме и при той же температуре, что и в смеси.

Состав смеси может быть задан массовыми или объемными долями

Массовая доля – отношение массы отдельного газа, входящего в состав смеси, к массе всей смеси

$$g = \frac{M}{M_{\text{см}}}, \quad (1.15)$$

где M – масса газов;

$M_{\text{см}}$ - масса смеси.

Объемная доля – это отношение парциального объема отдельного компонента смеси к полному объему смеси

$$r = \frac{V}{V_{\text{см}}}, \quad (1.16)$$

где $V_{\text{см}}$ – объем смеси:

$$V_{\text{см}} = V_1 + V_2 + V_3 + \dots + V_n. \quad (1.17)$$

Согласно закону Авогадро, плотности газов пропорциональны их молекулярным массам

$$\mu_{\text{см}} = r_1\mu_1 + r_2\mu_2 + \dots + r_n\mu_n \quad (1.18)$$

Газовая постоянная смеси $R_{\text{см}}$ определяется из уравнения

$$R_{\text{см}} = \frac{8314}{\mu_{\text{см}}}, \quad \text{Дж/кг·град.} \quad (1.19)$$

Некоторые характеристики идеальных газов и газовых смесей удобно выразить через приведенные к нормальным условиям: $t_n = 0^\circ\text{C}$ и $p_n = 101,3 \text{ кПа}$.

Например, плотность для газовой смеси при нормальных условиях равна

$$\rho_n = \frac{\mu}{22,4} = \rho \frac{p_n}{p} \cdot \frac{T_n}{T}, \quad \text{кг/м}^3; \quad (1.20)$$

объемная теплоемкость определяется по уравнению

$$c_n = c\rho_n, \quad \text{Дж/м}^3\cdot\text{кг}. \quad (1.21)$$

Пример: Определить плотность идеального газа N_2 при разрежении $p_{\text{вак}} = 35 \text{ кН/м}^2$ и температуре $t = -83^\circ\text{C}$. Привести плотность газа к нормальным условиям. Принять $p_{\text{бар}} = 100 \text{ кН/м}^2$. Как изменятся результаты для идеального газа H_2 ?

Решение. Плотность идеального газа определяем из уравнения состояния

$$pV=RT,$$

откуда

$$\rho = \frac{1}{V} = \frac{p}{RT}.$$

По условию абсолютное давление газа

$$p = p_{\text{бар}} - p_{\text{вак}} = (100 - 35) \cdot 10^3 = 65 \cdot 10^3 \text{ Н/м}^2$$

Абсолютная температура газа

$$T = t + 273 = -83 + 273 = 260 \text{ }^\circ\text{K}$$

Газовая постоянная

$$R = \frac{\mu R}{\mu} = \frac{8,31 \cdot 10^2}{28} = 297 \text{ Дж/кг} \cdot \text{град.}$$

Тогда

$$\rho = \frac{65 \cdot 10^3}{297 \cdot 260} = 0,842 \text{ кг/м}^3$$

Приведя плотность газа до нормальных условий, имеем:

$$\rho_{\text{н}} = \rho \frac{p_{\text{н}}}{p} \cdot \frac{T}{T_{\text{н}}} = 0,842 \frac{101,3}{65} \cdot \frac{260}{273} = 1,25 \text{ кг/м}^3$$

Этот же результат получим другим способом

$$\rho_{\text{н}} = \frac{\mu}{V_{\mu\text{н}}} = \frac{28}{22,4} = 1,25 \text{ кг/м}^3$$

Для газа H_2 при $\mu = 2 \text{ кг/кмоль}$ аналогично получим

$$\rho = 0,060 \text{ кг/м}^3 \quad \text{и} \quad \rho_{\text{н}} = 0,089 \text{ кг/м}^3$$

Глава третья. ПЕРВЫЙ ЗАКОН ТЕРМОДИНАМИКИ

Первый закон термодинамики представляет собой частный случай всеобщего закона сохранения и превращения энергии применительно к тепловым процессам

Формулировка первого закона термодинамики: ***теплота, сообщаемая рабочему телу, расходуется на изменение его внутренней энергии и на совершение работы.***

Если к рабочему телу с объемом V и массой M , имеющему температуру T и давление p подвести бесконечно малое количество теплоты δQ , то тело нагревается на dT и увеличивается в объеме на dV .

В результате внутренняя энергия тела при повышении его температуры увеличивается на dU . В то же время при расширении тела производится механическая работа δL против сил внешнего давления.

Выражение закона сохранения энергии принимает вид

$$\delta Q = dU + \delta L, \quad (1.22)$$

где δQ - количественная мера теплового взаимодействия

$$\delta Q = TdS; \quad (1.23)$$

δL – количественная мера механического взаимодействия

$$\delta L = pdV. \quad (1.24)$$

Для системы, содержащей 1 кг рабочего тела (газа)

$$\delta q = du + d\ell. \quad (1.25)$$

Интегрирование уравнения (1.25) для некоторого процесса дает выражение первого закона термодинамики в интегральной форме:

$$Q = \Delta U + L; \quad q = \Delta u + \ell, \quad (1.26)$$

где $\Delta U = U_2 - U_1 \quad \Delta u = u_2 - u_1.$

Каждая из величин, входящих в уравнение может быть положительной, отрицательной или равной нулю.

Пример: К воздуху в количестве 2 кг, находящемуся в цилиндре подвижным поршнем, подводится извне 1000 кДж теплоты. Величина выполненной при этом работы составляет 1100 кДж. Определить изменение внутренней энергии воздуха.

Решение: В соответствии с первым законом термодинамики

$$Q = \Delta U + L \quad \text{кДж}$$

откуда

$$\Delta U = Q - L = 1000 - 1100 = -100 \quad \text{кДж}$$

для 1 кг воздуха

$$\Delta u = \frac{\Delta U}{G} = -\frac{100}{2} = -50 \quad \text{кДж}.$$

Знак « - » указывает, что внутренняя энергия уменьшается, т.е. при подводе теплоты температура воздуха снижается

3.1 Внутренняя энергия

В общем случае внутренняя энергия тела представляет собой запас энергии, заключенной в теле.

В технической термодинамике под внутренней энергией понимают сумму энергии движения молекул (поступательного и вращательного), энергии колебаний атомов внутри молекул, а также потенциальной энергии взаимодействия между молекулами. Сумма перечисленных 4-х видов энергии, взятая для всех молекул, составляющих газ, определяет

внутреннюю тепловую энергию газа. Обозначается u - для 1 кг; U - для M кг; и μU - для 1 кмоль газа. Сумма 3-х видов энергий зависит от температуры, а потенциальная энергия (силы сцепления) - от того, какой удельный объем при данной температуре занимает 1 кг газа, т.е. под каким давлением при данной температуре находится газ.

3.2 Теплота

Теплота - одно из наиболее важных понятий термодинамики. Понятие теплоты близко к понятию работы. Теплота и работа являются формами передачи энергии и в то же время энергетическими характеристиками процессов механического и теплового взаимодействия системы с окружающей средой.

Теплота это мера количества энергии, которая определяется непосредственным контактом между телами (теплопроводность, конвекция) либо лучистым переносом энергии.

3.3 Работа расширения

Работа представляет собой иной механизм передачи энергии. В качестве примера рассмотрим процесс подвода теплоты извне, от какого-либо источника тепла к некоторому телу, объем которого $v = \text{const}$. Чтобы определить работу деформации замкнутой неподвижной системы, рассмотрим бесконечно малое расширение объема v . Газ находящийся в оболочке, имеет давление p и находится в равновесии с окружающей средой. При бесконечно малом расширении газа оболочка системы смещается в сторону окружающей среды на dx . Площадью поверхности системы F на каждом элементарном участке с поверхностью df совершается над окружающей средой бесконечно малом ра-

бота $dL = p df dx$. Для вычисления элементарной работы dL , совершаемой термодинамической системой, необходимо вычислить интеграл по всей поверхности F при $p = \text{const}$:

$$dL = p \int_F df \cdot dx, \quad (1.27)$$

Давление p вынесем (II-ое свойство гидростатического давления) тогда интеграл в выражении (1.27) представляет собой - бесконечно малое приращение dV объема всей системы в результате ее деформации. Следовательно, элементарная работа объемной деформации физически однородной системы равна:

$$dL = p dV, \quad (1.28)$$

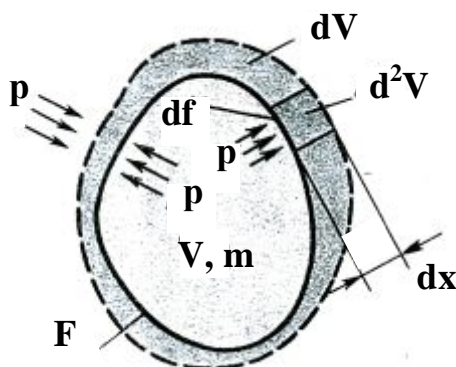


Рисунок 4 – Схема объемной деформации рабочего тела

Отсюда внешняя работа при конечном изменении объема

$$L = \int_{V_1}^{V_2} p dV \quad (1.29)$$

Работа L против сил внешнего давления, связанная с увеличением объема системы, называется работой расширения, т.е. работа расшире-

ния совершается системой над окружающей средой. Работа термодинамического процесса не может быть вычислена по начальному и конечному состоянию системы, она зависит от вида термодинамического процесса, определяющего переход от начального состояния в конечное, а также от пути по которому осуществляется процесс расширения

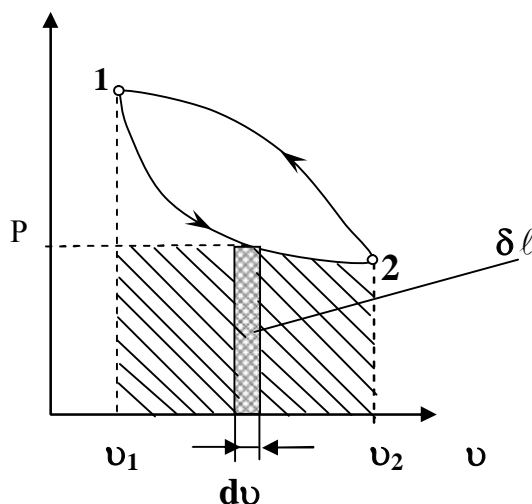


Рисунок 5 - Графическое определение работы в p и v - координатах.

Из уравнения (1.29) очевидно, что удельная работа расширения, совершаемая системой, содержащей 1 кг газа в p - v – диаграмме изображается площадью под кривой процесса 1-2.

$$\ell_{1-2} = \int_{v_1}^{v_2} p dv \quad (1.30)$$

Учитывая, что p – величина переменная, интегрирование возможно если известен закон изменения давления $p = p(v)$

3.4 Аналитическое выражение первого закона термодинамики

Первый закон термодинамики - частный случай закона сохранения и превращения энергии определяет эквивалентность между теплотой и механической работой и устанавливает, что из данного количества теплоты при полном превращении ее в работу получается одно и то же количество работы.

В 1844-1854 г. английский физик Д. Джоуль на основании выполненных опытов установил, что между затраченной работой L и полученным количеством теплоты Q существует прямая пропорциональность:

$$Q = A \cdot L, \quad (1.31)$$

где A - коэффициент пропорциональности, т.е. при затрате одного и того же количества работы выделяется всегда одно и то же количество теплоты. Из результатов опытов Джоуль вычислил тепловой эквивалент работы

$$A = 0,002345 \text{ ккал/}(\text{кгс}\cdot\text{м}),$$

и механический коэффициент теплоты J .

$$J = 426,935 \text{ кгс}\cdot\text{м/ккал: или } J = 1/A.$$

Теплота, сообщаемая рабочему телу (системе) расходуется на приращение его (ее) внутренней энергии и на совершение работы.

При повышении температуры увеличивается средняя кинетическая энергия и изменяется потенциальная энергия взаимодействия между молекулами, то есть увеличивается внутренняя энергия.

Газ, увеличивая свой объем, совершает работу, тогда в дифферен-

циальной форме для любого газа выражение первого закона термодинамики принимает вид

$$dQ = dU + dL \quad (1.32)$$

для 1 кг газа

$$q = \Delta u + \ell$$

или

$$dq = du + pdv \quad (1.33)$$

Здесь dq – бесконечно малое количество тепла, подведенное к газу,
 du – бесконечно малое приращение внутренней энергии.

Работа расширения 1 кг газа

$$d\ell = pdv \quad \text{или} \quad \ell = \int_{v_1}^{v_2} pdv \quad (1.34)$$

Размерности: q, u, ℓ - (Дж/кг), а величины Q, U, L - имеют (Дж),
 где q - удельная теплота,
 ℓ - удельная работа.

Каждая величина этого уравнения в зависимости от характера изменения состояния может быть положительной, отрицательной или равной нулю.

Дифференциальное уравнение первого закона термодинамики можно представить в следующем виде:

$$dq = du + d\ell = C_v dT + pdv, \quad (1.35)$$

Вспомнив понятие теплоемкости (удельной), получим

$$C = \frac{dQ}{dT} = \frac{dU + pdv}{dT} = \frac{dU}{dT} + \frac{pdv}{dT}, \quad (1.36)$$

где величина $pdv / dT = R$ - удельная работа, совершаемая газом при повышении температуры на 1 К.

Если при подводе к газу теплоты занимаемый объем остается постоянным ($v = \text{const}$), то $dv = 0$, и удельная теплоемкость $C_v = du / dT$, тогда изменение внутренней энергии определяется по формуле:

$$du = C_v dT: \quad (1.37)$$

где u - удельная внутренняя энергия (Дж/кг) - совокупность энергии поступательного движения молекул, (энергия колебательных движений атомов в молекулах, энергия движения электронов, внутриядерная энергия), т.е.

$$U = U_{\text{кин}} + U_{\text{пот}} + U_0 \quad (1.38)$$

где U_0 - начальная внутренняя энергия.

На практике изменение внутренней энергии идеального газа при известных значениях температур в начале (T_1) и в конце (T_2) процесса при $C_v = \text{const}$ выражается уравнением

$$\Delta U = U_2 - U_1 = C_v (T_2 - T_1) \quad (1.39)$$

3.5 Энтальпия газа

В процессах, связанных с тепловым расчетом котельных установок, паровых турбин, а также с сушкой и охлаждением различной продукции используют параметр состояния рабочего тела (газа), называемый *энтальпией*.

Этот параметр состояния равен

$$i = u + pv \quad (1.40)$$

Рассмотрим физический смысл этого параметра.

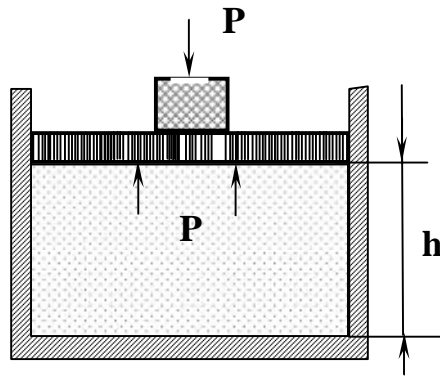


Рисунок 6 – К определению физического смысла энтальпии

Если ввести в цилиндр 1 кг газа при $p = \text{const}$, поршень поднимается на высоту h и газ совершит работу L против внешней силы $P = p\omega h$, но $h\omega$ - объем 1 кг газа, т.е. его удельный объем \bar{v} . Тогда произведенная газом работа будет равна $p\bar{v}$. Следовательно, произведение $p\bar{v}$, представляет собой работу, совершаемую 1 кг газа при вводе его в среду с давлением p .

Из уравнения следует

$$u = \iota - p\bar{v} \quad (1.41)$$

продифференцировав, получим

$$du = d\iota - p d\bar{v} - \bar{v} dp, \quad (1.42)$$

подставим в уравнение первого закона термодинамики:

$$dq = du + p d\bar{v},$$

тогда

$$dq = d\iota - p d\bar{v} - \bar{v} dp + p d\bar{v},$$

откуда

$$dq = d\iota - \bar{v} dp \quad (1.43)$$

Это одна из форм уравнения первого закона термодинамики. Величина $\bar{v} dp$ - имеет размерность работы. Уравнение первого зако-

на термодинамики, выраженное через энтальпию для m кг рабочего тела

$$mdq = md\iota - m\upsilon dp \quad (1.44)$$

При росте энтальпии величина $d\iota$ положительна. Изменение энтальпии для любого термодинамического процесса определяется:

$$d\iota = C_p dT, \quad (1.45)$$

$$\Delta\iota = \iota_2 - \iota_1 = C_p (T_2 - T_1) \quad (1.46)$$

Количество тепла, подводимое в процессе с постоянным давлением, можно найти как разность энтальпии в конечном и начальном состояниях процесса с $p = \text{const}$ (этот процесс часто встречается в теплотехнических расчетах)

$$q = \iota_2 - \iota_1 \quad (1.47)$$

В теплотехнических расчетах важно знать изменение энтальпии, а не ее абсолютное значение. Например, при составлении теплового баланса котельного агрегата, работающего в водогрейном режиме

$$BQ_H^p \eta = G(\iota_2 - \iota_1)$$

где B – расход топлива, кг/с;

Q_H^p – низшая теплота сгорания топлива, кДж/кг.

G – расход нагреваемой воды, кг/с;

ι_2, ι_1 – энтальпия воды на выходе и входе котлоагрегата, кДж/кг.

Глава четвертая. ТЕРМОДИНАМИЧЕСКИЕ ПРОЦЕССЫ В ГАЗАХ

4.1 Термодинамический процесс

Термодинамическим процессом называется изменение состояния термодинамической системы в результате взаимодействия с окружающей средой. В термодинамическом процессе происходит обмен энергией между системой и телами окружающей среды. Для возникновения потока энергии необходима разность потенциалов, поэтому в термодинамическом процессе неизбежны нарушения между системой и окружающей средой. Термодинамический процесс, протекающий с нарушением внутреннего равновесия в термодинамической системе - называется неравновесным. Реальные процессы, в природе, машинах, в эксперименте являются неравновесными и количественной мерой неравномерности может служить ΔP_k (разность потенциалов) между системой и средой.

Термодинамический процесс, протекающий с бесконечно малым отклонением состояния системы от равновесного состояния, называется равновесным. Основным условием равновесного состояния рабочего тела является равенство температуры (T) и давления (p) по всей его массе. Равновесные процессы обратимы. Неравновесные - реальные процессы, протекающие с конечной скоростью. Работа на сжатие больше чем в равновесном процессе (силы трения, инерции). Неравновесные - необратимы.

Изучение термодинамического процесса заключается в определении работы, совершенной в данном процессе, изменения внутренней энергии, количества теплоты, а также установления связи между отдельными величинами, характеризующими состояние газа.

Состояние газа изменяется двумя путями: сообщением теплоты q

или отводом от него теплоты: механическим сжатием или расширением его. Термодинамические процессы математически выражаются уравнениями, связывающие между собой параметры состояния (p , v и T).

Из всех возможных процессов наибольший интерес представляют:

- изохорный процесс ($v = \text{const}$)
- изобарный процесс ($p = \text{const}$)
- изотермический процесс ($T = \text{const}$)
- адиабатный процесс ($dQ = 0$)
- политропный процесс ($C = \text{const}$) (многообразный).

Первые четыре основных процесса являются равновесные и обратимые и частными случаями политропного процесса.

4.2 Метод исследования термодинамических процессов

Метод исследования процессов состоит в следующем:

- получают уравнение процесса, устанавливающее связь между начальными и конечными параметрами рабочего тела;
- вычисляется работа изменения объема газа;
- определяют количество теплоты (подведенной или отведенной);
- определяют изменение внутренней энергии системы в процессе;
- определяют изменение энтропии системы в процессе.

4.3 Изохорный процесс

Процесс, протекающий при постоянном удельном объеме: (нагревание газа, помещенного в закрытый сосуд). Газ, в результате подвода теплоты нагревается, и давление в сосуде повышается. Уравнение процесса

$$v = \text{const} \tag{1.48}$$

зависимость между изменяющимися параметрами определяется из уравнения

$$p\nu = RT,$$

записанного для начального 1 и конечного 2 состояний

$$p_1\nu_1 = RT_1 \quad \text{и} \quad p_2\nu_2 = RT_2 \quad (1.49)$$

Эта зависимость имеет вид

$$\frac{p_1}{p_2} = \frac{T_1}{T_2} \quad (1.50)$$

т.е. давление, оказываемой данной массой газа на стенки сосуда в изохорном процессе прямо пропорционально абсолютной температуре (закон Шарля). В $p\nu$ -диаграмме (рис. 7) графиком процесса является прямая линия, перпендикулярная оси абсцисс, называемая изохорой. В координатах T, s изохорный процесс изображается логарифмической кривой.

Координаты ν, p удобны при определении работы, совершаемой рабочим телом, а координаты s, T дают возможность графического определения количества тепла (подведенное или отведенное) от рабочего тела. Поскольку работа в данном процессе $L = 0$, т.е. $dL = pd\nu = 0$, тогда из уравнения $dq = dU + pd\nu$, при $d\nu = 0$ имеем

$$dq = dU = C_\nu dT \quad (1.51)$$

где C_ν - средняя изохорная массовая удельная теплоемкость при $\nu = \text{const}$.

Это означает, что подведенная теплота расходуется на увеличение внутренней энергии газа, что характеризует рост внутренней энергии

U в изохорном процессе с ростом температуры

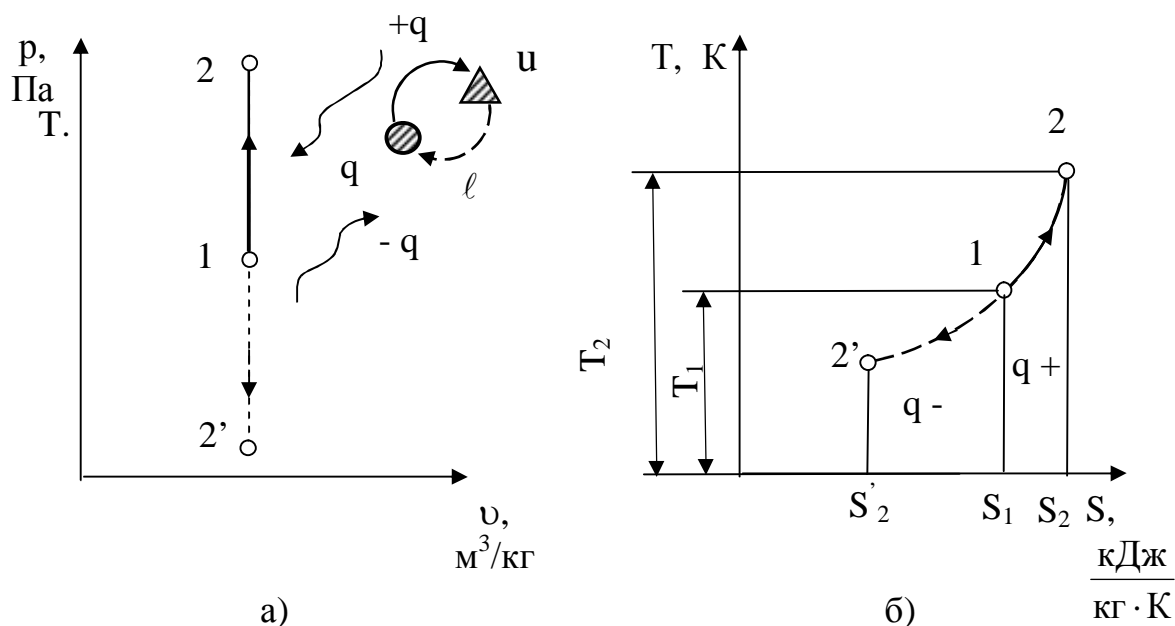


Рисунок 7 – Изохорный процесс в $p-v$ (а)- и $T-s$ (б) - диаграммах.

Количество теплоты, подводимое к газу

$$q = u_2 - u_1 = \int_{T_1}^{T_2} C_v dT \quad (1.52)$$

Процесс 1-2 - подвод тепла, газ нагревается.

Процесс 1-2' - теплота q отводится, температура понижается.

В тепловой диаграмме $T-s$ для процесса $v = \text{const}$ изменение энтропии (параметр состояния газа, который характеризует направление протекания процесса теплообмена между термодинамической системой и внешней средой).

$$dS = \frac{dq}{T}, \quad \text{так как} \quad dq = du, \quad \text{а} \quad du = C_v dT,$$

то

$$dS = \frac{C_v dT}{T} \quad (1.53)$$

или

$$\Delta S = S_2 - S_1 = \int_1^2 \frac{C_v dT}{T}, \quad (1.54)$$

учитывая, что $C_v = \text{const}$, тогда изменение удельной энтропии в изохорном процессе подсчитывают по формуле

$$\Delta S = C_v \ln \frac{T_2}{T_1} = 2,3 C_v \lg \frac{T_2}{T_1}, \quad (1.55)$$

Пример. В баллоне вместимостью 15 л содержится воздух при давлении 0,4 МПа и температуре 30°C. Какова будет температура воздуха в результате подвода к нему 16 кДж теплоты? Удельная изохорная теплоемкость $c_{vm} = 717 \text{ Дж}/(\text{кг} \cdot \text{К})$.

Решение. 1. Предварительно вычислим массу воздуха m .

$$m = p_1 v / (RT_1).$$

Так как для воздуха $R = 287,1 \text{ Дж}/(\text{кг} \cdot \text{К})$,

то $m = 0,4 \cdot 10^{-6} \cdot 0,015 / (287,1 \cdot 303) \text{ кг} = 0,069 \text{ кг}$.

2. Найдем конечную температуру t_2 из уравнения:

$$Q_{1,2} = mc_{vm}(t_2 - t_1),$$

откуда

$$t_2 = t_1 + \frac{Q_{1,2}}{mc_{vm}} = 30 + \frac{16 \cdot 10^3}{0,069 \cdot 717} = 354^\circ \text{C}.$$

4.4 Изобарный процесс

Изобарный процесс - Термодинамический процесс, протекающий при постоянном давлении ($p = \text{const}$). Газ в цилиндре с подвиж-

ным поршнем, на который действует постоянная внешняя сила при подводе или отводе теплоты.

Уравнение процесса

$$p = \text{const} \quad (1.56)$$

$$\frac{v_1}{v_2} = \frac{T_1}{T_2} \quad (1.57)$$

Объем, занимаемый данной массой газа, прямо пропорционален абсолютной температуре.

Работа расширения газа при изобарном процессе:

$$\ell = \int_{v_1}^{v_2} p dv = p(v_2 - v_1) = R(T_2 - T_1) \quad (1.58)$$

Работа расширения газа изображается площадью под линией 1-2 (расширение) и под линией процесса 1-2' (сжатие).

Удельная работа (расширение 1 кг газа при нагревании на 1 К) изобарного процесса определяется известным выражением

$$\frac{pdv}{dT} = R \quad (1.59)$$

где R – удельная газовая постоянная

В изобарном процессе одновременно с нагреванием происходит расширение газа.

Уравнение первого закона термодинамики для процесса 1 – 2

$$q = C_p(T_2 - T_1) + p(v_2 - v_1) \quad (1.60)$$

или

$$dq = C_p dT - v dp, \quad (1.61)$$

так как $p = \text{const}$, $dp = 0$, то вся подводимая к рабочему тела теплота затрачивается на изменение удельной энтальпии

$$d\ell = du + p d\nu + \nu dp, \quad dq = d\ell \quad (1.62)$$

но

$$du + p d\nu = dq,$$

тогда

$$d\ell = dq + \nu dp,$$

или

$$dq = d\ell - \nu dp, \quad (1.63)$$

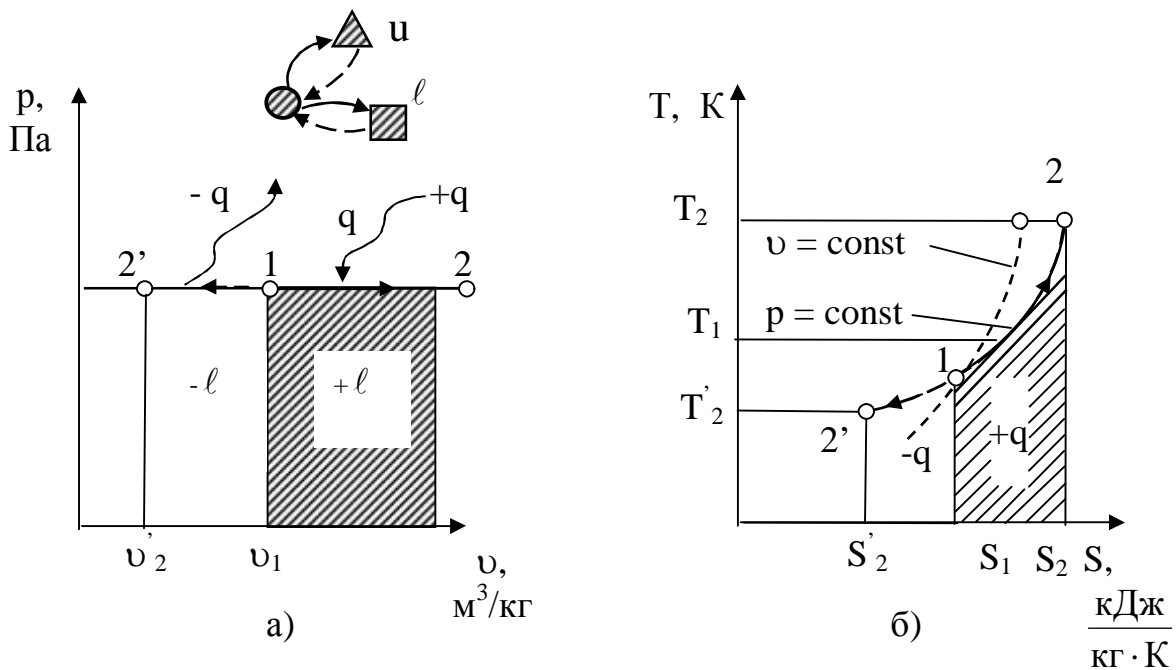


Рисунок 8 – Изобарный процесс в $p\nu$ (а) и Ts (б) - диаграммах.

Изменение удельной энтропии в изобарном процессе определяют по уравнению:

$$\Delta S = S_2 - S_1 = C_p \ln \frac{T_2}{T_1} = 2,3 C_p \lg \frac{T_2}{T_1} \quad (1.64)$$

Следовательно, в $T-s$ – диаграмме изобарный процесс, изображается логарифмической кривой, но учитывая, что удельная теплоемкость $C_p > C_v$, она является более полой по сравнению с изохорной. Теплота процесса (q) графически изображается площадью (рис. 8)

ограниченной кривой процесса (1-2') и осью абсцисс.

Пример. В цилиндре с постоянным избыточным давлением $p = 4$ бар находится воздух при $t_1 = 500^\circ\text{C}$. От воздуха отнимается тепло таким образом, что в конце процесса устанавливается температура $t_2 = 100^\circ\text{C}$. Объем цилиндра $v_1 = 200$ л.

Определить количество отнятого тепла, конечный объем, изменение внутренней энергии и работу сжатия газа.

Решение. Определим объем газа при нормальных условиях

$$v_H = \frac{p_2 v_2 T_H}{T_1 p_H} = \frac{(4+1) \cdot 10^5 \cdot 0,2 \cdot 273}{760 \cdot 133,3 \cdot 773} = 0,348 \text{ м}^3.$$

Находим значение средней теплоемкости воздуха между $t_1 = 500^\circ\text{C}$ и $t_2 = 100^\circ\text{C}$

$$c'_{pm} = 1,2866 + 0,0001201(100 + 500) = 1,368 \text{ кДж}/(\text{м}^3 \cdot \text{град})$$

Определяем количество отнятого тепла

$$Q_p = v_H c'_{pm} (t_2 - t_1) = 0,348 \cdot 1,368 (100 - 500) = -189 \text{ кДж}.$$

Определим конечный объем газа

$$v_2 = v_1 \frac{T_2}{T_1} = \frac{0,2 \cdot 373}{773} = 0,0966 \text{ м}^3$$

Изменение внутренней энергии

$$\Delta U = v_H c'_{vm} (t_2 - t_1) = (0,348(0,9157 + 0,0001201 \cdot 600) \times \\ \times (100 - 500) = -138,3 \text{ кДж}.$$

Работа, совершенная извне над газом

$$L = p(v_2 - v_1) = 5 \cdot 10^5 (0,0966 - 0,2) = -50,7 \text{ кДж}.$$

Выполним проверку по первому закону термодинамики

$$Q_p = \Delta U + W; \quad -189 = -138,3 - 50,7 = -189 \text{ кДж}.$$

4.5 Изотермический процесс

Процесс, протекающий при постоянной температуре рабочего тела

$$T = \text{const}, \quad dT = 0$$

Практически осуществить изотермический процесс с газом весьма трудно. Так в цилиндре поршневой машины по мере подвода теплоты к рабочему телу поршень перемещается, увеличивая объем настолько, что температура остается неизменной. Уравнение зависимости между параметрами процесса может быть получено из уравнения Клапейрона при $T = \text{const}$

$$p v = R T = \text{const} \quad (1.65)$$

Из уравнения следует

$$p_1 v_1 = p_2 v_2 \quad \text{или} \quad \frac{p_1}{p_2} = \frac{v_2}{v_1} \quad (1.66)$$

При постоянной температуре рабочего тела давление изменяется обратно пропорционально его удельному объему.

Графическое изображение в координатах p - v (изотерма) – равнобокая гипербола. Работа расширения газа графически изображается площадью, ограниченной линией процесса (1-2 – расширение, 1-2' – сжатие) и осью абсцисс. При $T = \text{const}$ изменение внутренней энер-

гии не происходит. Вся проводимая теплота переходит в работу

$$dq = p \cdot dv = d\ell \quad (1.67)$$

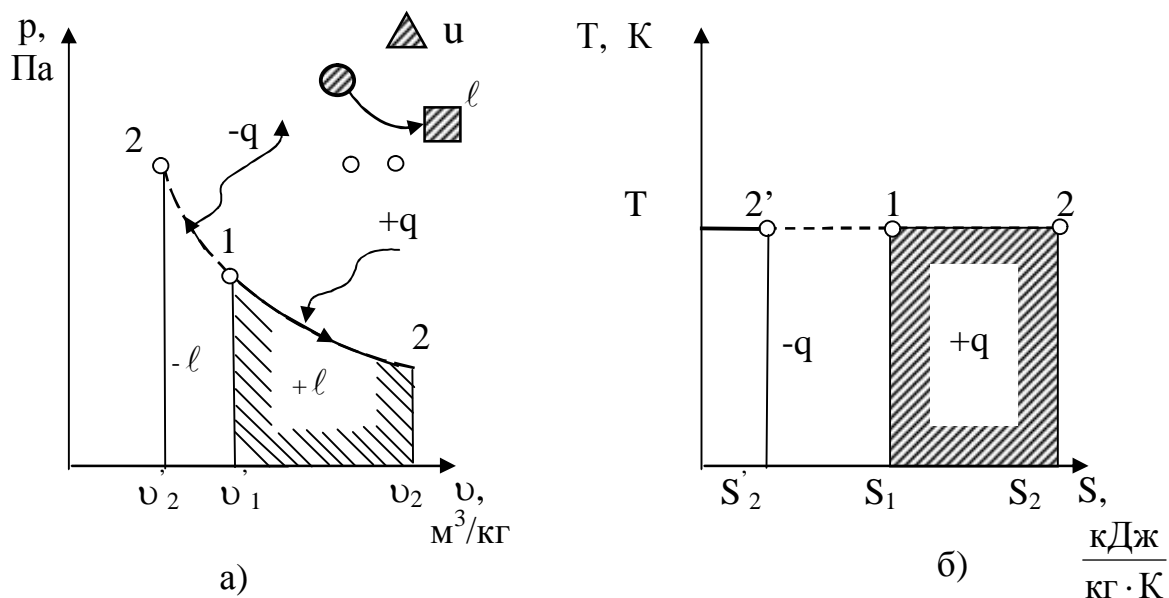


Рисунок 9 – Изотермический процесс в p-v (а)- и T-s (б) -диаграммах.

Работа расширения (ℓ) кг газа в изотермическом процессе между точками изотермы и определяется с помощью соотношения

$$\ell = \int_1^2 p dv, \quad (1.68)$$

Из уравнения Клапейрона получим $p = RT/v$, тогда подставив значение p в (1.68) имеем:

$$\ell = \int_1^2 \frac{RT}{v} dv = RT \ln \frac{v_2}{v_1} \quad (1.69)$$

Получили уравнение, позволяющее определить работу расширения при изотермическом процессе.

Переходя к десятичным логарифмам получим:

$$\ell = 2,3RT \lg \frac{v_2}{v_1}, \quad (1.70)$$

Для изотермического процесса изменение внутренней энергии идеального газа

$$\Delta u = C_v(T_2 - T_1) = 0 \quad (1.71)$$

так как $T_2 - T_1 = \text{const.}$

Это значит, что внутренняя энергия идеального газа остается неизменной при постоянной энтальпии и при изотермическом сжатии необходимо отводить теплоту в количестве эквивалентном работе, затраченной извне на сжатие.

На Ts -диаграмме изотермический процесс изображается горизонтальной прямой ($T = \text{const.}$). Площадь под процессом (рис. 9) численно равна теплообмену рабочего тела с внешней средой и совершенной в процессе работы:

$$q = \ell = T(s_2 - s_1) \quad (1.72)$$

Изменение энтальпии ($\Delta \iota = \iota_2 - \iota_1$) идеального газа в изотермическом процессе равно нулю:

$$\Delta \iota = C_p(T_2 - T_1) = 0.$$

Изменение энтропии в изотермическом процессе определяется отношением

$$ds = dq/T,$$

или подсчитывают по уравнению

$$\Delta s = s_2 - s_1 = 2,3 \lg p_1 / p_2 \quad (1.73)$$

Пример. В компрессоре сжимается воздух массой 2 кг при постоянной температуре 200°C от $p_1=0,1$ МПа до $p_2 = 2,5$ МПа.

Найти массу воды m_B , необходимую для охлаждения сжимаемого воздуха, если начальная температура воды 15°C, а конечная 50°C, удельная теплоемкость воды $C_B = 4,19$ кДж/(кг·°C).

Решение. 1 Найдем работу сжатия $L_{1,2}$

$$L_{1,2} = 2,3mR\lg(p_1/p_2).$$

Для воздуха

$$R=287,1 \text{ Дж/(кг·К)}.$$

Поэтому

$$\begin{aligned} L_{1,2} &= 2,3 \cdot 2 \cdot 287,1 \cdot 473 \cdot \lg(0,1/2,5) = -2,3 \cdot 2 \cdot 287,1 \cdot 473 \cdot \lg(2,5/0,1) = \\ &= 2,3 \cdot 2 \cdot 287,1 \cdot 473 \cdot 1,398 = -866 \cdot 10^3 \text{ Дж} = -866 \text{ кДж}. \end{aligned}$$

2. Так как в изотермическом процессе $Q_{1,2} = L_{1,2}$, то

$$Q_{1,2} = -866 \text{ кДж}.$$

Это значит, что в результате работы сжатия внутренняя энергия сжимаемого воздуха должна была увеличиться на 866 кДж и для сохранения постоянной температуры столько же теплоты нужно отвести от воздуха путем охлаждения его водой. Искомое количество воды найдем, пользуясь уравнением

$$Q_{1,2} = m_B C_B \cdot (t_B'' - t_B').$$

Из этого уравнения получаем

$$m_B = \frac{Q_{1,2}}{C_B (t_B'' - t_B')} = \frac{866 \cdot 10^3}{4,19 \cdot 10^3 (50 - 15)} = 5,91 \text{ кг}.$$

4.6 Адиабатный процесс

Процесс, протекающий без теплообмена с окружающей средой, т.е. при условиях $dq = 0$ (без подвода и отвода теплоты).

Уравнение адиабаты имеет вид

$$p v^k = \text{const}, \quad (1.74)$$

где $k = C_p/C_v$ - показатель адиабаты (для одноатомных газов $k = 1,67$; для двухатомных газов $k = 1,29$).

Практическое использование этот процесс находит в соплах паровых турбин, реактивных двигателях, т.е. когда термодинамический процесс протекает очень быстро, и за время его протекания рабочее тело не успевает обменяться теплотой с окружающей средой. Для вывода уравнения, связывающее p и v для 1 кг газа в адиабатном процессе, запишем уравнение 1-го закона термодинамики

$$dq = du + p dv \quad (1.75)$$

Известно, что $i = u + p v$, или $u = i - p v$, тогда, продифференцировав уравнение, получим:

$$du = di - v dp - p dv \quad (1.76)$$

Подставляем в уравнение (1.75) получаем $di = v dp$, т.к. $dq = 0$.

Работа расширения при адиабатном процессе полностью выполняется в результате изменения внутренней энергии газа: при расширении газа $dv > 0$ внутренняя энергия уменьшается, что приводит к понижению температуры.

При сжатии газа $du < 0$ внутренняя энергия увеличивается, а температура повышается.

$$\ell = -\Delta u = C_v(T_1 - T_2) = \frac{R}{\kappa - 1}(T_1 - T_2) \quad (1.77)$$

или

$$\ell = \frac{1}{\kappa - 1}(p_1 v_1 - p_2 v_2) \quad (1.78)$$

Связь между параметрами состояния рабочего тела в адиабатном процессе получаем из уравнения адиабаты (1.74).

$$\frac{p_1}{p_2} = \left(\frac{v_2}{v_1} \right)^\kappa, \quad (1.79)$$

Отметим, что условие $q = 0$ для адиабатного процесса является необходимым, но недостаточным. Возможны процессы, на одной стадии которых теплота подводится, а на другой в том же количестве отводится.

В начале сжатия газа в цилиндре дизеля температура стенки цилиндра выше температуры рабочего тела, теплота от стенок цилиндра передается рабочему телу. По мере сжатия газа температура повышается настолько, что в конце сжатия стенки цилиндра становятся холоднее газа, в связи с чем, тепловой поток меняет свое направление. Теплота передается от рабочего тела стенкам цилиндра. Следовательно, суммарный теплообмен рабочего тела с внешней средой окажется равным нулю, т.е. $q = 0$. В p - v диаграмме адиабата изображается неравнобокой гиперболой (изотерма с более крутым падением). Из сравнения адиабаты и изотермы (пунктир на рис. 10) видно, что давление в адиабатном процессе изменяется быстрее, чем в изотермическом.

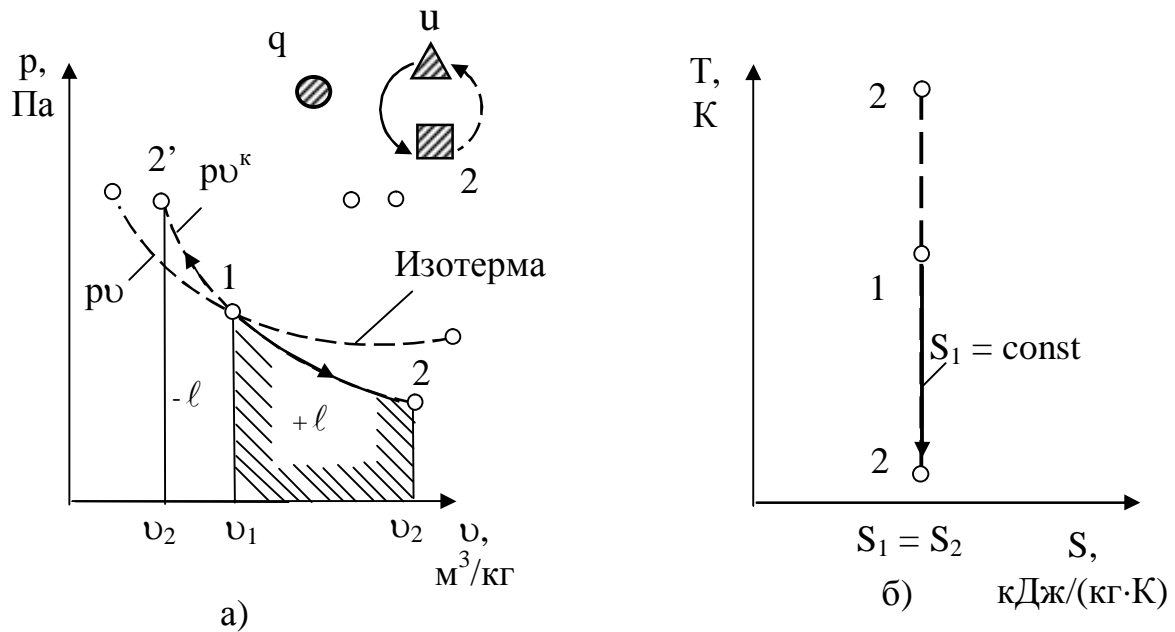


Рисунок 10 – Адиабатный процесс в $p-v$ (а) - и Ts (б) - диаграммах

Уравнение адиабаты может быть получено из аналитических выражений первого закона термодинамики, которые принимают вид:

$$dq = du + p dv, \quad \text{но} \quad du = C_v dT,$$

тогда

$$dq = C_v dT + p dv = 0 \quad (1.80)$$

из $q = u + p v$, где $u + p v = i$, следует

$$u = i - p v, \quad (1.81)$$

продифференцировав (1.81)

$$du = di - p dv - v dp \quad (1.82)$$

и подставив в уравнение $dq = du + p dv$ имеем:

$$dq = di - p dv - v dp + p dv, \quad \text{т.е.}$$

$$dq = di - v dp = C_p dT - v dp = 0 \quad (1.83)$$

Из этих уравнений следует:

$$C_v dT = - p dv \quad (1.84)$$

$$C_p dT = v dP \quad (1.85)$$

Разделим второе равенство на первое

$$\frac{C_p}{C_v} = - \frac{v dp}{p dv} \quad (1.86)$$

Это отношение представляет важную характеристику адиабатного процесса, обозначаемую "К"

$$K = - \frac{v dp}{p dv} \quad \text{или} \quad \frac{dp}{p} + K \frac{dv}{v} = 0 \quad (1.87)$$

Интегрируя (1.64), получаем $\ln p + K \ln v = \text{const}$ или

$$p v^K = \text{const} \quad (1.88)$$

(уравнение Пуассона) т.е. уравнение адиабаты в $p v$ - диаграмме.

Пример. Кислород в количестве 1 кг адиабатно расширяется от начального состояния, определяемого давлением $p_1 = 1,0$ МПа и температурой $t_1 = 277$ °С до конечного состояния с давлением $p_2 = 0,1$ МПа. Определить конечные параметры газа (v_2 , t_2) и работу расширения (ℓ).

Решение. Из уравнения газового состояния находим удельный объем

$$v_1 = \frac{RT_1}{p_1} = \frac{260 \cdot (277 + 273)}{1 \cdot 10^6} = 0,143 \text{ м}^3 / \text{кг}.$$

Конечный объем (v_2) находим из соотношения параметров в адиабатном процессе (для двухатомных газов $C_p/C_v = 1,4$):

$$v_2 = v_1 \left(\frac{p_1}{p_2} \right)^{\frac{1}{\kappa}} = 0,145 \cdot 10^{\frac{1}{1,4}} = 0,74 \text{ м}^3/\text{кг}$$

Определим работу, совершаемую в адиабатном процессе по уравнению

$$\ell = \frac{1}{\kappa - 1} (p_1 v_1 - p_2 v_2) = \frac{10^6}{1,4 - 1} (1,0 \cdot 0,143 - 0,1 \cdot 0,74) = 273 \text{ кДж.}$$

Конечная температура газа

$$T_2 = \frac{p_2 v_2}{R} = \frac{0,1 \cdot 10^6 \cdot 0,74}{260} = 285 \text{ К}$$

или

$$t_2 = T_2 - 273 \text{ К} = 285 - 273 = 12^\circ \text{С}.$$

4.7 Политропный процесс

Процесс, протекающий при постоянной теплоемкости. Уравнение политропного процесса

$$p v^n = \text{const}, \quad (1.89)$$

где n - показатель политропы, определяемый отношением

$$n = \frac{(C - C_p)}{(C - C_v)}, \quad (1.90)$$

где C - удельная теплоемкость,

C_p - удельная изобарная теплоемкость,

C_v - удельная изохорная теплоемкость,

т.е. термодинамический процесс, в течение которого показатель политропы n - остается постоянным.

Во всех реальных тепловых машинах (ДВС, компрессоры ГТУ) процессы сжатия рабочего тела газа, горения топлива, расширение рабочего тела являются политропными. Политропный процесс - обратимый.

Показатель политропы n изменяется от $(-\infty; +\infty)$. Все описанные выше процессы являются частными случаями политропного процесса с показателями политропы n соответственно $\pm\infty; 0; 1; \kappa$.

Изобарный процесс - $n = 0$, $p v^0 = \text{const}$, т.к. $v^0 = 1 \Rightarrow p = \text{const}$;

изотермический - $n = 1$, $p v = \text{const}$;

адиабатный - $n = \kappa$, $p v^\kappa = \text{const}$;

изохорный - $n = \pm\infty$, $v = \text{const}$;

Поскольку уравнение политропного $p v^n = \text{const}$ и адиабатного $p v^\kappa = \text{const}$ процессов совпадает по форме, то связь между параметрами состояния газа в политропном процессе:

$$\frac{p_1}{p_2} = \left(\frac{v_2}{v_1} \right)^n \quad (1.91)$$

Связь между параметрами в политропном процессе выражается формулами

$$\frac{p_1}{p_2} = \left(\frac{v_2}{v_1} \right)^n, \quad (1.92)$$

$$\frac{T_1}{T_2} = \left(\frac{v_2}{v_1} \right)^{n-1}, \quad (1.93)$$

$$\frac{T_1}{T_2} = \left(\frac{p_1}{p_2} \right)^{\frac{n-1}{n}}, \quad (1.94)$$

Работа изменения объема газа в политропном процессе:

$$\ell = \frac{R}{n-1}(T_1 - T_2) \quad \text{и} \quad \ell = \frac{1}{n-1}(p_1 v_1 - p_2 v_2) \quad (1.95)$$

Работа расширения в политропном процессе

$$\ell = \frac{R}{n-1}(T_1 - T_2) = \frac{1}{n-1}(p_1 v_1 - p_2 v_2) \quad (1.96)$$

Изменение внутренней энергии определяется

$$\Delta U = U_2 - U_1 = C_v(T_2 - T_1) \quad (1.97)$$

Количество теплоты в политропном процессе расходуется как на изменение внутренней энергии, так и на совершение внешней работы и определяется на основании первого закона термодинамики

$$q_n = \Delta U + \ell = C_v(T_2 - T_1) + \frac{R}{n-1}(T_1 - T_2) \quad (1.98)$$

Теплоемкость в политропном процессе для рабочего тела определяется выражением:

$$C_n = C_v \frac{n - \kappa}{n - 1}, \quad (1.99)$$

Изменение энтропии находится из выражения

$$\Delta S = C_n \ell_n \frac{T_2}{T_1} = 2,3 C_n \ell g \frac{T_2}{T_1}, \quad (1.100)$$

4.8 Анализ политропных процессов

Политропные процессы расширения делятся на три группы, которые отличаются распределением q , Δu и ℓ . Связь между параметрами

$$\frac{p_1}{p_2} = \left(\frac{v_2}{v_1} \right)^n; \quad \text{и} \quad \frac{T_1}{T_2} = \left(\frac{v_2}{v_1} \right)^{n-1}; \quad (1.101)$$

Все поле построений частных термодинамических процессов разделится на восемь областей (рис. 11).

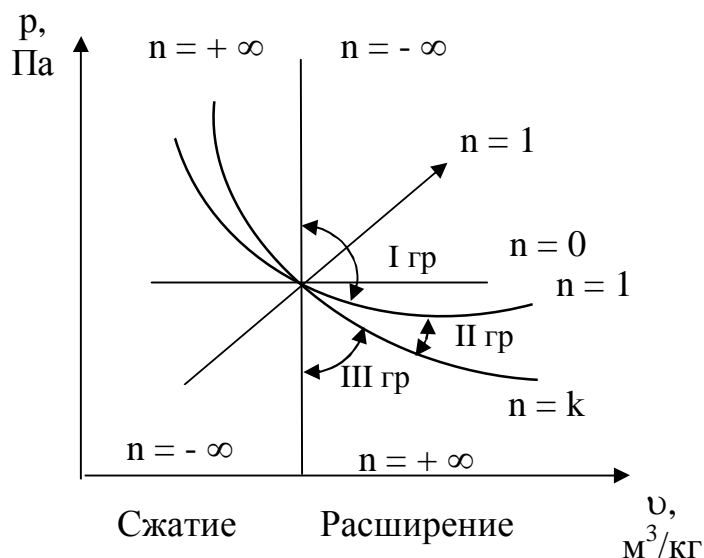


Рисунок 11 – Частные случаи политропного процесса в p - v -диаграмме

1. Все процессы, исходящие из точки А, и располагающиеся в областях V-VIII имеют отрицательную работу, т.к. сопровождаются сжатием рабочего тела.
2. Процессы, начинающиеся в т. А и расположенные в областях I-IV, сопровождаются расширением рабочего тела и совершают положительную работу.

3. Процессы, начинающиеся в т. А, и расположенные в областях I-III и VIII, протекают с подводом тепла извне, а в областях IV-VII с отводом теплоты. Изотерма ($n = 1$) делит все поле координатной плоскости на области, в пределах которых протекают термодинамические процессы с повышением (VII, VIII, I и II) и с понижением температуры рабочего тела (III-VI). В области III - процесс с подводом теплоты и с падением температуры рабочего тела.

Пример. Воздух с начальным объемом 8 м^3 и начальной температурой $t_1 = 20^\circ\text{C}$ сжимается по политропе с показателем $n = 1,2$ от абсолютного давления $p_1 = 0,09 \text{ МПа}$ до давления $p_2 = 0,81 \text{ МПа}$. Найти конечные температуру, объем воздуха и работу изменения объема.

Решение. 1. Находим конечную температуру.

$$T_2 = T_1 (p_2 / p_1)^{(n-1)/n} = 293(0,81/0,09)^{(1,2-1)/1,2} \text{ К} = 293 \cdot 9^{0,167} \approx 423 \text{ К}$$

$$\text{или } t_2 = 150^\circ\text{C}.$$

2. Определяем конечный объем v_2 , руководствуясь уравнением:

$$p_1 v_1 / T_1 = p_2 v_2 / T_2,$$

откуда

$$v_2 = (v_1 p_1 / p_2)(T_2 / T_1) = (8 \cdot 0,09 / 0,81)(423 / 293) = 1,28 \text{ м}^3.$$

3. Находим работу изменения объема:

$$\begin{aligned} L_{1,2} &= (p_1 v_1 - p_2 v_2)(n - 1) = (0,09 \cdot 10^6 \cdot 8 - 0,81 \cdot 10^6 \cdot 1,28) / (1,2 - 1) = \\ &= 1,58 \cdot 10^6 \text{ Дж} = 1,58 \text{ МДж}. \end{aligned}$$

Глава пятая. ВТОРОЙ ЗАКОН ТЕРМОДИНАМИКИ

Несмотря на эквивалентность теплоты и работы, устанавливаемую первым законом термодинамики, взаимное их превращение неравнзначно. Как показывает опыт, механическая работа может быть полностью превращена в теплоту, например, путем трения, однако теплоту полностью превратить в механическую работу невозможно. Это связано с существованием второго закона термодинамики, в основе которого лежат круговые процессы.

5.1 Круговые процессы

Замкнутый цикл, в результате которого газ, пройдя ряд различных состояний, возвращается в исходное, называется **круговым процессом** (циклом).

Поясним данное определение на примере теплового двигателя, то есть двигателя, в котором теплота превращается в механическую работу (рис. 12). Пусть газ, находящийся в цилиндре над поршнем, совершает работу расширения ℓ_1 в процессе 1-м-2. При этом совершается работа, равная площади 1-м-2-2'-1'-1. Будем считать процесс 1-м-2 идеальным (обратимым) с подводом теплоты (q) (в реальных тепловых двигателях теплота сгорания топлива).

Так как размеры цилиндра определенные, то для получения работы расширения необходимо вернуть рабочее тело (газ) в исходное положение – в точку 1.

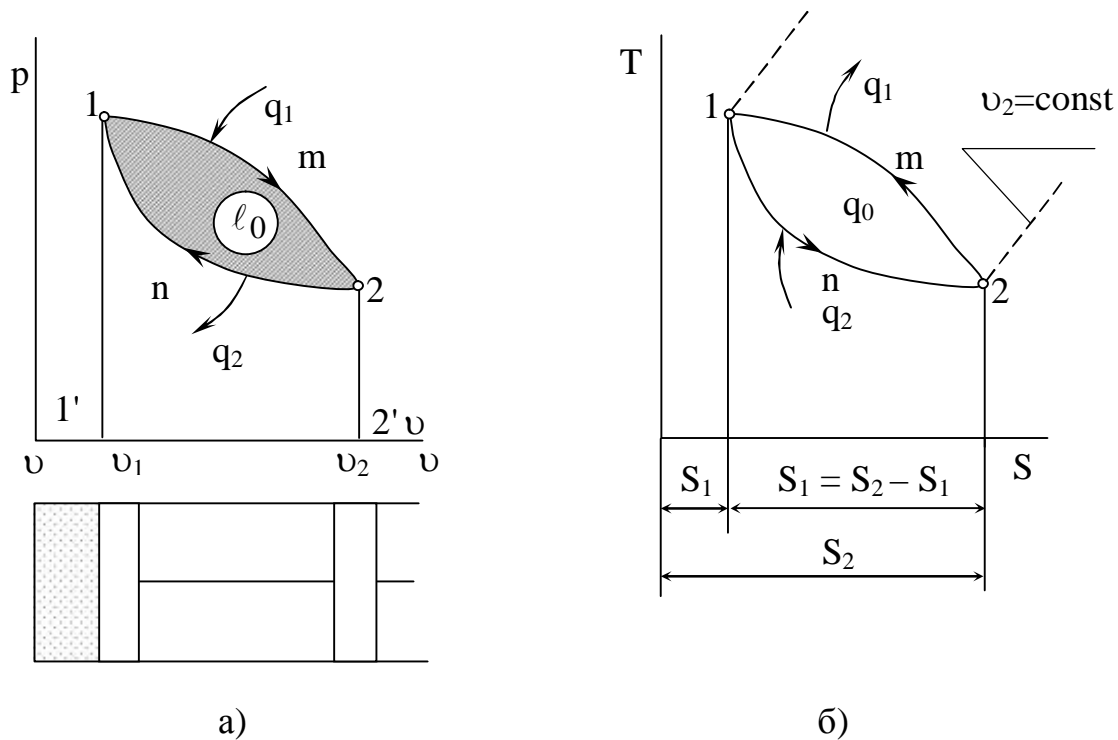


Рисунок 12 – Круговой процесс в $p-v$ (а) и $T-s$ - диаграммах

Поскольку процесс 1-m-2 – обратимый, при возврате газа в положение 1 (сжатие) он пойдет по кривой 2-m-1 и через те же промежуточные точки, что и при расширении 1-m-2. Следовательно, на возврат газа в точку 1 будет затрачена вся работа, полученная при расширении ($\ell_{\text{сж}} = \text{пл. } 2-m-1-1'-2'-2$). Таким образом, даже в идеальном случае (при отсутствии всех видов потерь теплоты и трения) вся работа расширения ($\ell_{\text{расш}}$) затрачивается на сжатие.

В реальном же случае $\ell_{\text{расш}}$ будет недостаточна для возврата газа в исходное положение.

Очевидно, для получения полезной работы необходимо процесс сжатия газа (возврат его в исходное положение) вести таким образом, чтобы работа, затрачиваемая на сжатие была меньше работы, полученной при расширении. Это возможно только при условии, когда при сжа-

тии будет отведена от газа теплота q_2 (в реальных тепловых двигателях q_2 – теплота, теряемая в окружающее пространство отработанными газами). С учетом вышесказанного для получения полезной механической работы необходимо, чтобы линия расширения газа в pV - диаграмме (1-m-2) проходила выше линии сжатия (2-n-1). Такие круговые процессы осуществляются по движению часовой стрелки и называются **прямыми**.

Прямые круговые процессы являются идеальными циклами тепловых двигателей.

Если круговой процесс (цикл) протекает против движения часовой стрелки (рис. 12), то есть когда линия расширения газа лежит ниже линии сжатия (2-m-1), то теплота q_2 подводится к газу при более низкой температуре, чем отводимая теплота q_1 . Такие круговые процессы называются **обратными** и являются идеальными циклами холодильных машин.

Поскольку в прямом круговом цикле (см. рис. 12 а) все процессы обратимы (идеальны), то уравнение первого закона термодинамики будет иметь такой вид:

$$q_1 - q_2 = \ell_{\text{расш.}} - \ell_{\text{сж.}} = \ell_0. \quad (1.102)$$

Основной тепловой характеристикой прямых циклов является термический коэффициент полезного действия (КПД), представляющий собой отношение работы ℓ_0 , производимой двигателем за цикл, к количеству теплоты, подведенной за этот цикл от горячего источника:

$$\eta_t = \ell_0 / q_1 = \frac{q_1 - q_2}{q_1} = 1 - q_2 / q_1. \quad (1.103)$$

Этот коэффициент оценивает степень совершенства теплового двигателя. Так как работа теплового двигателя невозможна без отвода теплоты q_2 к холодному источнику, то η_t всегда меньше единицы.

Эффективность холодильных машин, работающих по обратным циклам, оценивается не термическим КПД, а холодильным коэффициентом, который представляет собой отношение количества теплоты q_2 , отнятой от холодного источника, к затраченной в цикле работе:

$$\varepsilon = q_2 / \ell_0 = \frac{q_2}{q_1 - q_2}.$$

Из этой формулы видно, что чем меньше разность $q_1 - q_2$, тем меньше теплоты нужно затратить для передачи q_2 от холодного тела к горячему, то есть тем выше холодильный коэффициент и эффективнее работа холодильной машины. Холодильный коэффициент может быть или больше, или меньше единицы, в большинстве случаев он больше единицы.

5.2 Прямой обратимый цикл Карно

Прямой обратимый (то есть состоящий только из равновесных, обратимых процессов) цикл Карно является идеальным циклом тепловых двигателей и осуществляется при наличии горячего источника постоянной температуры T_1 и холодного источника постоянной температуры T_2 .

Цикл состоит из двух изотермических и двух адиабатных процессов. Его графическое изображение в pV - и Ts - диаграммах приведено на рисунке 13 а, б. В качестве рабочего тела в цикле Карно используется 1 кг идеального газа. Из начального состояния 1 газ расширяется по

изотерме 1-2 при температуре T_1 , получая от горячего источника теплоту q_1 , которая полностью переходит в работу расширения

$$q_1 = RT_1 \ln v_2 / v_1. \quad (1.104)$$

В точке 2 рабочее тело отключается от горячего источника и расширяется по адиабате 2-3, совершая работу за счет внутренней энергии.

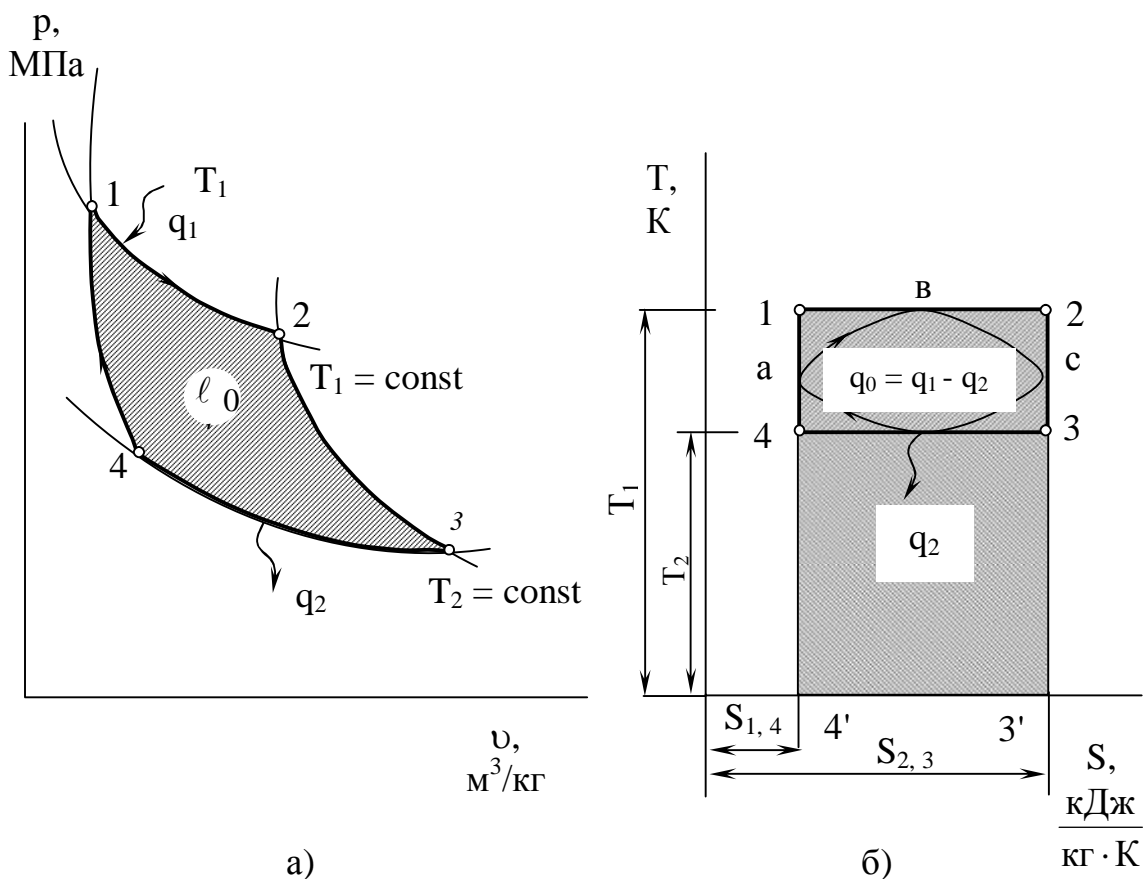


Рисунок 13 - Цикл Карно в $p-v$ (а) - и $T-s$ (б) -диаграммах

В связи с этим температура газа понижается от T_1 в точке до T_2 в точке 3.

Эта работа равна:

$$\ell_{2-3} = c_v(T_1 - T_2). \quad (1.105)$$

В точке 3 газ сообщается с холодным источником и сжимается по изотерме 3 – 4, отдавая теплоту q_2 , равную работе, затраченной на сжатие, при постоянной температуре T_2 :

$$q_2 = -RT_2 \ln v_3 / v_4. \quad (1.106)$$

В точке 4 рабочее тело отключается от холодного источника, и газ адиабатным сжатием по 4 – 1 возвращается в начальное состояние, при этом температура газа повышается от T_2 до T_1 :

$$\ell_{4-1} = -\Delta u_{4-1} = -c_v(T_1 - T_2). \quad (1.107)$$

Из уравнений (1.105) и (1.106) следует, что в цикле Карно работа адиабатных процессов расширения и сжатия равна по абсолютной величине и обратна по знаку. Поэтому величины работ расширения ℓ_{2-3} и сжатия ℓ_{4-1} на результирующую работу цикла влияние не оказывают.

Для определения величины термического КПД цикла Карно воспользуемся формулой (1.103) и изображением цикла Карно (см. рис. 13) в Ts – диаграмме:

$$\eta_t = 1 - \frac{q_2}{q_1}.$$

Из Ts - диаграммы цикла Карно (рис. 13) имеем

$$q_1 = \text{пл.} 123'4'1 = T_1(s_2 - s_1); \quad (1.108)$$

$$q_2 = \text{пл.} 33'4'43 = T_2(s_3 - s_4) \quad (1.109)$$

Для адиабатных процессов 2 – 3 и 4 – 1 получаем, что $s_1 = s_4$, а $s_2 = s_3$:

$$s_3 - s_4 = s_2 - s_1. \quad (1.110)$$

Следовательно,

$$\eta_t = 1 - \frac{T_2(s_3 - s_4)}{T_1(s_2 - s_1)} = 1 - T_2 / T_1. \quad (1.111)$$

Полученное уравнение позволяет сделать следующие выводы.

1. Термический КПД цикла Карно зависит только от абсолютных температур горячего источника T_1 и холодного источника T_2 .
2. Термический КПД тем выше, чем выше температура горячего источника и чем ниже температура холодного источника.
3. Так как температура холодного источника T_2 всегда положительная, η_t цикла Карно всегда меньше единицы. Это значит, что теплоту q_1 , подводимую к рабочему телу, невозможно полностью превратить в работу – часть ее в количестве q_2 отдается холодному источнику.
4. В уравнении (1.111) видно, что термический КПД цикла Карно не зависит от природы рабочего тела (газа).

При помощи Ts - диаграммы несложно доказать одно важное свойство цикла Карно: в заданном интервале температур T_1 и T_2 термический КПД цикла Карно имеет наибольшее значение по сравнению с любым другим произвольным циклом – это позволяет считать его эталоном.

На рисунке показаны произвольный цикл (a, b, c, d) и цикл Карно (1, 2, 3, 4), протекающие в интервале температур T_1 и T_2 . Оба цикла прямые и обратимые.

Из общего уравнения термического КПД $\eta_t = 1 - q_2 / q_1$ следует, что термический КПД будет тем больше, чем меньше отношение q_2 / q_1 . Из Ts - диаграммы видно, что в цикле Карно

$$(q_2 / q_1)_{\text{Карно}} = \frac{\text{пл.433'4'4}}{\text{пл.123'4'1}},$$

а для произвольного цикла

$$(q_2 / q_1)_{\text{произв.}} = \frac{\text{пл.4'adc3'}}{\text{пл.4'abc3'}}.$$

Из сравнения указанных площадей видно, что

$$(q_2 / q_1)_{\text{Карно}} < (q_2 / q_1)_{\text{произв.}}$$

$$\eta_{\text{тККарн}} > \eta_{\text{произв.}}$$

5.3 Обратный обратимый цикл Карно

Этот цикл является идеальным циклом холодильных машин. Изображение обратного цикла Карно приведено на рисунке 14. Цикл состоит из тех же процессов, что и прямой цикл, но состояние рабочего тела изменяется в направлении против движения часовой стрелки.

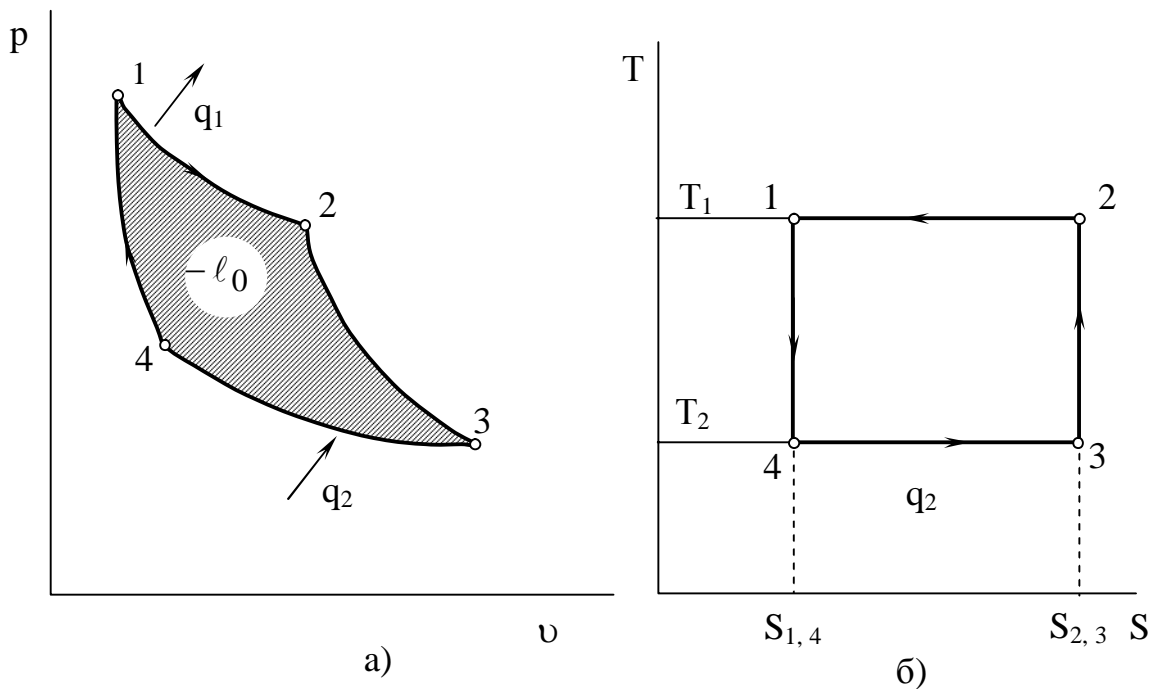


Рисунок 14 - Обратный цикл Карно в p-v (а) - и T-s (б)-диаграммах

Сначала происходит адиабатное расширение газа по $1 - 4$ и температура рабочего тела понижается от T_1 (в точке 1) до T_2 (в точке 4). При последующем расширении по изотерме $4 - 3$ газ получает теплоту от холодного источника в количестве q_2 при постоянной температуре T_2 . Последующим сжатием сначала по адиабате $3 - 2$, а затем по изотерме $2 - 1$ газ возвращается в исходное состояние. В процессе адиабатного сжатия температура рабочего тела повышается от T_2 (точка 3) до T_1 (точка 2).

В процессе изотермического сжатия по $2 - 1$ от рабочего тела при температуре T_1 отводится теплота q_1 , эквивалентная работе сжатия. Таким образом, в результате протекания обратного цикла теплота от холодного источника переходит к горячему источнику за счет затрат работы $(-\ell_0)$ извне, эквивалентной площади цикла.

Холодильный коэффициент ε обратного обратимого цикла Карно определяется выражением

$$\varepsilon = q_2 / \ell_0 = \frac{q_2}{q_1 - q_2} = -\frac{T_2}{T_1 - T_2}. \quad (1.112)$$

Уравнение (1.112) показывает, что холодильный коэффициент увеличивается с понижением температуры T_1 и повышением T_2 .

5.4 Сущность и формулировка второго закона термодинамики

Первый закон термодинамики устанавливает эквивалентность теплоты и работы как двух форм передачи энергии. Однако этот закон ничего не говорит об условиях преобразования теплоты и работы.

Между тем известно, что преобразование механической работы в теплоту может происходить без каких-либо ограничений и условий, но преобразование теплоты в работу (как показано при рассмотрении круговых процессов) требует специальных условий: наличия горячего и холодного источников теплоты, а также расширения газа. Более того, даже в цикле Карно в работу может быть превращена только часть подведенной теплоты q_1 , а другая ее часть q_2 передается холодному источнику.

Это положение выражает сущность второго закона термодинамики.

Второй закон термодинамики имеет несколько формулировок.

1. *"Теплота не может переходить от холодного тела к более нагретому сама собой, даровым процессом – без компенсации"*
(Р. Клаузиус, 1850 г.).
2. *"Невозможна периодически действующая тепловая машина, единственным результатом действия которой было бы получение работы за счет отнятия теплоты от некоторого источника"*
(В. Томсон, 1851 г.).
3. *В круговом процессе подводимая теплота q_1 может быть полностью превращена в работу часть этой теплоты q_2 отводится в холодный источник.*
4. *"Осуществление перпетуум мобиле второго рода невозможно"*
(В. Оствальд) и др.

В последней из приведенных формулировок под перпетуум мобиле второго рода понимают тепловую машину, которая всю полученную теплоту превращала бы в работу.

Глава шестая. ВЛАЖНЫЙ ВОЗДУХ

6.1 Основные определения и физические свойства

Механическая смесь сухого воздуха и водяного пара называется **влажным воздухом**.

В практике влажный воздух используется при атмосферном или, близком к нему давлении в интервале температур ограниченных снизу (не ниже -50°C).

При этих параметрах сухой воздух может находиться только в газообразном состоянии, тогда как вода может находиться в паровой, жидкой или твердой фазе в зависимости от температуры смеси.

Знание физических свойств влажного воздуха необходимо для расчета сушильных установок, вентиляторных устройств, систем кондиционирования воздуха. Закономерности, полученные для влажного воздуха, справедливы и для других газов, содержащих водяной пар (газообразное топливо, дымовые газы и т.д.)

Влажный воздух представляет собой один из частных случаев газовой смеси. Отсюда следует, что влажный воздух представляет собой такую смесь газов, один из которых – водяной пар – при снижении температуры может переходить в другую фазу (жидкую или твердую) и вследствие этого выпадать из смеси.

Поэтому количество водяного пара в рассматриваемой смеси не может быть произвольным, то есть в зависимости от температуры и полного давления смеси количество водяного пара во влажном воздухе не может превышать определенного значения. В этом состоит принципиальное отличие влажного воздуха от обычных газовых смесей.

В качестве рабочего тела атмосферный воздух применяется при сушке, нагреве, охлаждении в установках кондиционирования.

Наиболее распространенным способом удаления влаги из твердых, влажных материалов путем ее испарения является тепловая сушка. **Тепловой сушкой** называется процесс удаления влаги из твердых, влажных материалов путем ее испарения и отвода образующихся паров.

Сушка в технике осуществляется двумя основными способами:

- контактная сушка;
- воздушная сушка.

Кроме того, на ТЭС часто используется так называемое обратное охлаждение циркуляционной воды, расчеты которого требуют знания свойств влажного воздуха.

При удалении влаги из какого-нибудь материала или продукта из атмосферы забирают воздух и направляют в калорифер для подогрева. Затем нагретый воздух приводят в соприкосновение с подлежащим сушке материалом, который, отдавая содержащуюся в нем влагу воздуху, подсушивается.

Смесь сухого воздуха и влажного воздуха с максимально возможным при данной температуре количеством водяного пара называется **насыщенным влажным воздухом**.

Смесь сухого воздуха и перегретого водяного пара называется **ненасыщенным влажным воздухом**.

Чаще всего влажный воздух рассматривают при барометрическом давлении, считаю, что пар в воздухе ведет себя как идеальный газ. Согласно закону Дальтона каждый идеальный газ ведет себя в газовой смеси так, как будто он один при температуре газовой смеси занимает весь объем смеси или сумма парциальных давлений газов, входящих в газовую смесь равна объему давлений газовой смеси.

$$P_{\text{в.в.}} = P_{\text{с.в.}} + P_{\text{в.п.}},$$

где $p_{с.в.}$ - давление сухого воздуха;

$p_{в.п.}$ – давление водяного пара.

Чем больше во влажном воздухе водяного пара, тем выше его парциальное давление. Водяной пар во влажном воздухе может быть в состоянии сухого ($x = 1$, $t = t_n$, $p = p_n$) насыщенного или перегретого пара. Обычно давление влажного воздуха равно атмосферному, тогда

$$p_{атм.} = p_{с.в.} + p_{в.п.},$$

Парциальное давление водяного пара во влажном воздухе не может быть выше p_s – давления насыщения при данной температуре влажного воздуха, т.е.

$$p_{в.в.} \leq p_s, \quad (1.113)$$

Наибольшее значение парциального давления водяного пара во влажном воздухе определяется температурой смеси и не зависит от давления смеси.

К основным характеристикам влажного воздуха относятся: абсолютная влажность, относительная влажность, влагосодержание, энтальпия и степень насыщения ψ .

Количество водяного пара в кг содержащегося в 1 м^3 влажного воздуха, называется **абсолютной влажностью воздуха**. Она равна плотности пара при его парциальном давлении и температуре воздуха.

Из уравнения состояния, учитывая, что $v = \frac{1}{\rho}$, получим

$$\rho_{в.п.} = \frac{p_{в.п.}}{R_{в.п.} \cdot T}. \quad (1.114)$$

Абсолютная влажность равна плотности водяного пара при его парциальном давлении и температуре влажного воздуха.

Наибольшая плотность водяного пара достигается в насыщенном влажном воздухе при парциальном давлении и температуре насыщения.

Если охлаждать насыщенный влажный воздух при $p = \text{const}$ он перейдет в состояние насыщенного, т.е. начнет выделяться влага, что приведет к появлению тумана. Температура, при которой влажный воздух становится насыщенным называется **температурой точки росы**. (t_p). То есть температура до которой необходимо охлаждать ненасыщенный влажный воздух, не изменяя парциального давления пара, чтобы содержащийся в нем перегретый пар стал насыщенным называется температурой точки росы. При дальнейшем охлаждении влажного воздуха происходит конденсация водяного пара и относительная влажность воздуха будет равна 100 %. С увеличением парциального давления температура точки росы повышается.

Отношение действительной абсолютной влажности ($\rho_{в.п.}$) влажного воздуха к максимально возможной абсолютной влажности насыщенного влажного воздуха при той же температуре называется **относительной влажностью воздуха**, %. То есть отношение парциального давления водяного пара, содержащегося во влажном воздухе, к давлению насыщения водяного пара при данной температуре:

$$\varphi = \frac{p_{п}}{p_s}; \quad 0 \leq p_{п} \leq p_s;$$

для сухого воздуха $\varphi = 0$, для насыщенного воздуха $\varphi = 100\%$,

или

$$\varphi = \frac{\rho_{в.п.}}{\rho_{в.п.}^H} \cdot 100\%, \quad 0 \leq \varphi \leq 100\%,$$

где $\rho_{в.п.}^H$ - по таблице насыщенного пара; $\varphi_{с.в.} = 0$; $\varphi_{нас} = 100\%$.

Измеряют относительную влажность воздуха психрометром. Относительная влажность является одним из основных параметров воздуха. Существует 4 способа определения относительной влажности воздуха: химический, точки росы, волосяного гигрометра и психрометрический.

Парциальное давление пара в воздухе определяют прибором – гигрометром.

Если водяной пар, находящийся в воздухе, считать идеальным газом – отношение плотностей можно заменить пропорциональным ему отношением давлений

$$\varphi = \frac{p_{в.п.}}{p_{в.п.}^H} \cdot 100\% .$$

Из данной формулы видно, что для сухого воздуха ($p_{в.п.} = 0$), $\varphi = 0$, а для насыщенного влажного воздуха ($p_{в.п.} = p_{в.п.}^H$), $\varphi = 100\%$.

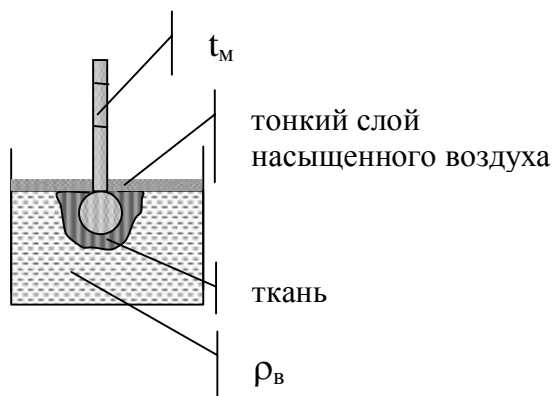


Рисунок 15 - Принцип действия психрометра.

Психрометр состоит из 2-х одинаковых термометров: сухого – его показания – температура воздуха и мокрого, обернутого мокрой лентой, обеспечивающей непрерывный подвод воды к ртутному шарикку. Кон-

центрация молекул жидкости в тонком слое велика (рис. 15), и с достаточной степенью точности считаем, что воздух в этом слое насыщен водяным паром. Парциальное давление этого пара есть давление насыщенного пара при температуре поверхности слоя жидкости, показываемой мокрым термометром.

Сухой же термометр показывает температуру ненасыщенного влажного воздуха в помещении.

6.2 t - d диаграмма влажного воздуха

Показания психрометра дают возможность по t - d диаграмме определить относительную влажность и влагосодержание влажного воздуха. Для этого необходимо определить t_1 пересечения изотермы t_m (мокрого термометра) с изотермой t_c (сухого термометра) (рис. 16).

Отношение массы водяного пара $M_{в.п.}$, содержащегося во влажном воздухе к массе сухого воздуха $M_{с.в.}$ называется влагосодержанием воздуха, обозначается d и измеряется в килограммах пара на 1 кг сухого воздуха (кг/кгс·В)

$$d = \frac{m_{в.п.}}{m_{с.в.}} \quad (1.115)$$

Если пар считать идеальным газом, то уравнение (1.115) принимает другой вид.

Максимально возможное влагосодержание будет тогда, когда при данной температуре парциальное давление водяного пара в воздухе станет равным давлению насыщения, то есть $p_{в.п.} = p_{в.п.}^H$. Запишем уравнение состояния отдельно для сухого воздуха и водяного пара

$$p_B V = m_B R_B T \quad (1.116)$$

$$p_{\Pi} V = m_{\Pi} R_{\Pi} T \quad (1.117)$$

и разделив почленно первое на второе, получим

$$\frac{p_B}{p_{\Pi}} = \frac{R_B}{R_{\Pi}} \cdot \frac{m_B}{m_{\Pi}}, \quad (1.118)$$

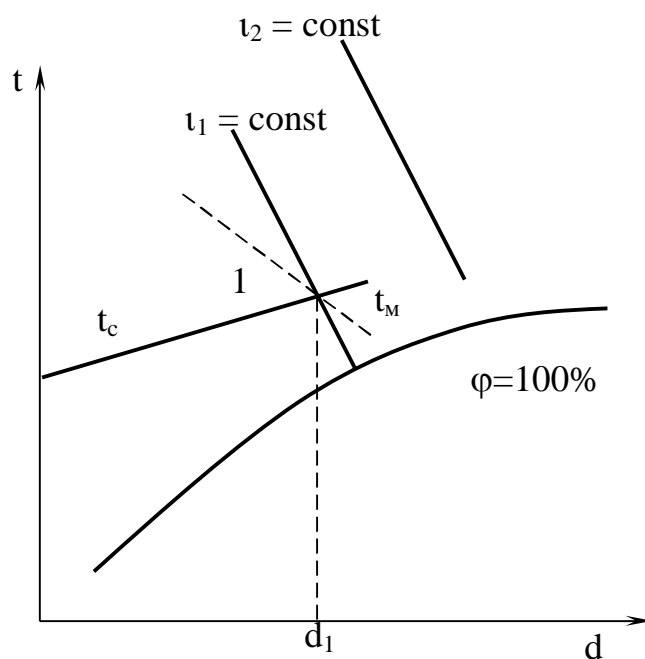


Рисунок 16 – Определение состояния влажного воздуха по температуре сухого и мокрого термометров

После подстановки значений $R_B = 287,1$ Дж/(кг·К) и

$$R_{\Pi} = 461,5 \text{ Дж/(кг·К)}$$

(по таблицам), получим

$$\frac{p_B}{p_{\Pi}} = 0,628 \cdot \frac{m_B}{m_{\Pi}}, \quad (1.119)$$

Используя понятие влагосодержания

$$d = \frac{m_{\Pi}}{m_a} \quad (1.120)$$

закон Дальтона $p = p_v + p_a$ и выполнив подстановки, получим

$$(p - p_n) / p_n = 0,622d, \quad (1.121)$$

откуда

$$d = 0,622P_n / (p_{at} - p_n), \quad (1.122)$$

Из уравнения видим, что влагосодержание при одном и том же атмосферном давлении p_{at} зависит только от парциального давления.

Если воздух насыщен водяным паром, то дальнейшая добавка воды не приводит к увеличению паросодержания – влага конденсируется и образуется туман.

Энтальпию (теплосодержание) влажного воздуха (кДж/кгс·В) широко используют при расчетах процессов сушки, систем вентиляции, кондиционирования, охлаждения. Энтальпию, как и влагосодержание d , относят к 1 кг сухого воздуха, определяют как сумму энтальпий 1 кг сухого воздуха и d кг водяного пара

$$I_{в.в} = i_{с.в} + d_{в.п.} \quad (1.123)$$

удельная энтальпия сухого воздуха

$$i_{с.в.} = c_{p_{с.в.}} \cdot t, \quad (1.124)$$

где $c_{p_{с.в.}}$ - массовая изобарная теплоемкость сухого воздуха (кДж/(кг·К)).

Энтальпия водяного пара определяется по формуле

$$i_{в.п.} = r + c_{p_n} \cdot t, \quad (1.125)$$

где c_{p_n} - изобарная теплоемкость водяного пара ($c_{p_n} = \text{кДж}/(\text{кг} \cdot \text{К})$);

r - скрытая теплота парообразования при °С.

Так как $r = 2500$ кДж/кг, то энтальпия водяного пара

$$t_{в.п.} = 2500 + 1,93t \quad (1.126)$$

Для решения практических задач сушки материалов, определения параметров влажного воздуха и расчетов систем кондиционирования, систем вентиляции и отопления получила распространение Id–диаграмма (рис. 16), предложенная проф. Л.К.Рамзиным в 1918 году.

По оси абсцисс откладывают влагосодержание d влажного воздуха (г/кг), по оси ординат энтальпию влажного воздуха b (кДж/кг).

И первое, и второе отнесено к 1 кг сухого воздуха, содержащегося во влажном воздухе.

Кроме того, Id – диаграмма содержит изотермы $t_1, t_2 \dots t_n$, линии постоянных значений относительной влажности (от 1 % до 100 %).

Линии постоянных значений относительной влажности ϕ строят до изотермы 100°C, т.е. до тех пор, пока парциальное давление пара в воздухе меньше атмосферного. В тот момент, когда $p_{п}$ станет равным $p_{ат}$, эти линии теряют физический смысл, что видно из уравнения

$$d = 0,622 p_{п} (p - p_{п})$$

в котором при $p_{п} = p$ $d \rightarrow \infty$.

Линии $d = \text{const}$ располагаются вертикально, а линии $I = \text{const}$ – под углом 45° (диаграмма построена в косоугольной системе координат с углом между осями 135°).

Линии $\phi = \text{const}$ представляют собой расходящиеся кривые выпуклостью вверх. Линия насыщения $\phi = 100 \%$ является границей рабочей части, на ней заканчиваются изотермы. Она характеризует состояние насыщенного влажного воздуха и делит диаграмму на две части:

- верхняя – область ненасыщенного влажного воздуха;
- нижняя – область пересыщенного влажного воздуха (здесь избыточная влага находится в капельном состоянии).

Диаграмма построена для барометрического давления 745 мм. рт. ст. и позволяет по известным t и ϕ найти значения I , d , $\rho_{в.п.}$, t_p .

Процесс нагревания влажного воздуха происходит при постоянном влагосодержании d (вертикальная линия), а количество значений при этом теплоты определяется по разности энтальпий.

Пример: В зерносушилку поступает воздух с относительной влажностью $\phi_1 = 50 \%$, подогретый в топочной камере от $T_1 = 283 \text{ К}$ до $T_2 = 363 \text{ К}$. При выходе из сушилки температура воздуха 310 К. Пользуясь диаграммой I d определить влагосодержание d воздуха до и после сушки, расход воздуха и теплоту на испарение 1 кг влаги.

Решение: На I d -диаграмме на пересечении изотермы $T_1 = 283 \text{ К}$ и $\phi = 50 \%$ находим точку 1, которая определяет параметры воздуха до подогрева. Для этой точки $d_1 = 4 \text{ кг/кгс} \cdot \text{В}$, $I = 20 \text{ кДж/ кгс} \cdot \text{В}$. Из точки 1 проводим линию $d = \text{const}$ до пересечения с изотермой $T_2 = 363 \text{ К}$. Для точки 2 (так как нагрев осуществляется при $d = \text{const}$) находим значение энтальпии $I_2 = 100 \text{ кДж/кгс} \cdot \text{В}$. Из точки 2 по линии постоянной энтальпии $I_2 = \text{const}$ перемещаемся в точку 3 на линии изотермы $T_3 = 310 \text{ К}$. Для точки 3 находим $d_3 = 25 \text{ г/кгс} \cdot \text{В}$.

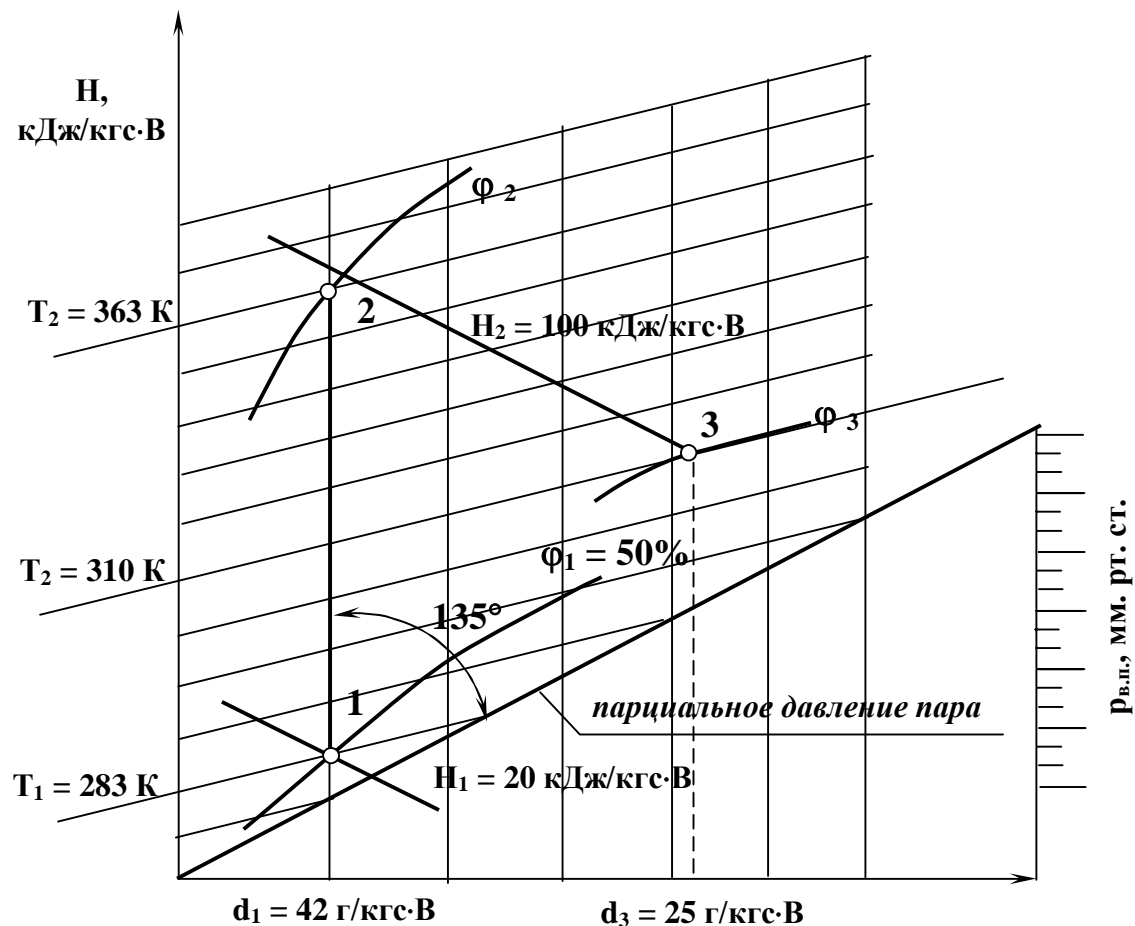


Рисунок 17 - Схематическое изображение диаграммы к решению примера

Следовательно, 1 кг сухого воздуха (состояние точки 2) отнимает в процессе сушки $(d_3 - d_2)$ влаги, т.е. $25 - 4 = 21$ г/кгс·В, для испарения 1 кг влаги потребуется $1000/21 = 47,7$ кг сухого воздуха. Затраты теплоты на испарение 1 кг влаги определяется:

$$Q = m_{\text{с.в.}}(I_2 - I_1) = 47,7(100 - 20) = 3810 \text{ кДж/кг}$$

Пример: Для влажного атмосферного воздуха при $\rho = 100 \text{ кг/м}^3$ и $t = 10^\circ\text{C}$ относительная влажность $\phi = 80\%$.

Определить остальные параметры влажного воздуха

Решение:

По условию $t < t_{sp} = 99,6^{\circ}\text{C}$,

поэтому $\rho_{\Pi}^{\text{макс.}} = 0,051 \text{ кг/м}^3$ и $P_{\Pi}^{\text{макс.}} = 7,4 \text{ кН/м}^2$.

Абсолютная влажность воздуха

$$\rho_{\Pi} = \varphi \rho_{\Pi}^{\text{макс.}} = 0,8 \cdot 0,051 = 0,041 \text{ кг/м}^3.$$

Парциальное давление водяного пара

$$P_{\Pi} \approx \varphi P_{\Pi}^{\text{макс.}} = 0,8 \cdot 7,4 = 5,9 \text{ кН/м}^2.$$

Влагосодержание влажного воздуха

$$d = 0,62 \frac{P_{\Pi}}{P - P_{\Pi}} = 0,62 \frac{5,9}{100 - 5,9} = 0,039 \text{ кг/кг}$$

Энтальпия

$$\iota = t + d(2500 + 1,9t) = 40 + 0,039(2500 + 1,9 \cdot 40) = 140 \text{ кДж/кг}.$$

Плотность влажного воздуха

$$\rho = \rho_{\Pi} + \rho_{\text{воз.}} = 0,041 + 1,05 = 1,09 \text{ кг/м}^3,$$

где

$$\rho_{\text{воз.}} = \frac{P_{\text{воз.}}}{R_{\text{воз.}} \cdot T} = \frac{(100 - 5,9) \cdot 10^3}{287 \cdot 315} = 1,05 \text{ кг/м}^3.$$

Другим способом

$$\rho = \rho_{\Pi} \frac{1 + d}{d} = 0,041 + \frac{1 + 0,039}{0,039} = 1,09 \text{ кг/м}^3.$$

Пример: Для сушильной установки используют атмосферный воздух при $t = 20^{\circ}\text{C}$ и $\phi = 0,6$. В калорифере воздух подогревается до $t = 95^{\circ}\text{C}$ и направляется сушильную камеру, откуда он выходит с $t = 35^{\circ}\text{C}$.

Определить конечное влагосодержание воздуха, расход воздуха и теплоту для испарения 1 кг влаги.

Решение:

На I_d – диаграмме находим точку, соответствующую $t = 20^{\circ}\text{C}$ и $\phi = 0,6$. Условно обозначаем ее А. Определяем влагосодержание $d_A = 9$ г. на 1 кг сухого воздуха и энтальпию $i_A = 41,9$ кДж/кг с.в.

Далее на диаграмме из т. А проводим вертикальную прямую до изотермы $t = 95^{\circ}\text{C}$. Получим точку В. Определяем энтальпию

$$i_B = 119,2 \text{ кДж/кг с.в.}$$

Из точки В проводим линию $I = \text{const}$ до пересечения с изотермой $t = 35^{\circ}\text{C}$ в точке С и находим конечное влагосодержание воздуха $d_C = 33$ г на 1 кг сухого воздуха.

Расход воздуха составит:

$$M = 1000(d_C - d_A) = 1000(33 - 9) = 24 \text{ кг воздуха на 1 кг влаги.}$$

Расход тепла

$$Q = M(I_B - I_A) = 24(119,2 - 41,9) = 1855,2 \text{ кДж на 1 кг влаги.}$$

Пример: Из влажного воздуха при температуре $t_1 = 95^{\circ}\text{C}$ и $\phi = 10\%$ адиабатно испаряется вода. Определить истинную температуру мокрого термометра в этом процессе.

Решение: Находим на пересечении изотермы $95\text{ }^{\circ}\text{C}$ и линии относительной влажности $\varphi = 10\%$ точку 1 начала процесса (см. рис. 18). Ведем из нее линию $t_m = \text{const}$ до пограничной кривой $\varphi = 100\%$. Полученная точка 2 принадлежит изотерме $t_m = 48\text{ }^{\circ}\text{C}$

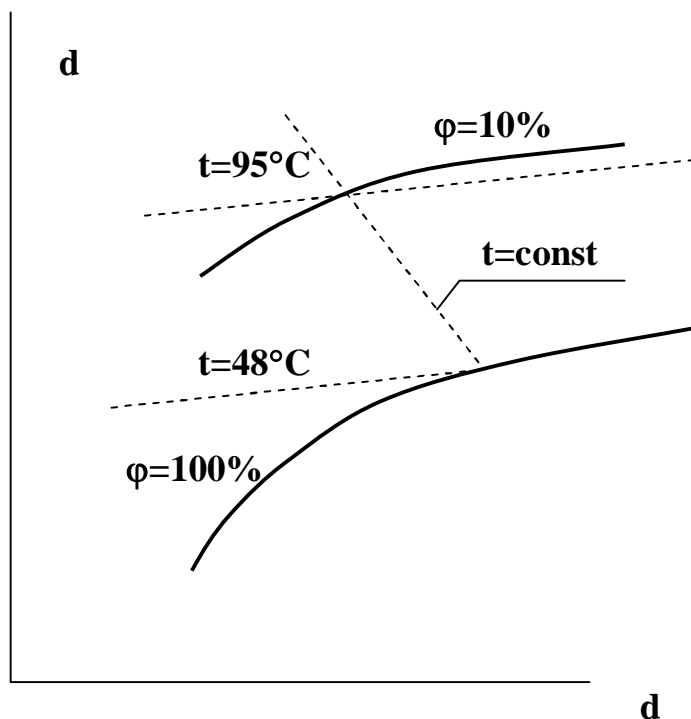


Рисунок 18 - Нахождение истинной температуры мокрого термометра на id-диаграмме

Пример расчета конвективной сушилки.

Пример В сушилке, работающей по нормальному сушильному варианту удаляется из материала влаги 100 кг/ч . Атмосферный воздух ($t_0 = 10^{\circ}$, $\varphi_0 = 78\%$) нагревается в паровом калорифере, давление греющего пара в котором 4 кгс/см^2 ($\sim 0,4\text{ МПа}$) по манометру. Психрометр на воздухопроводе после сушилки показывает $t_2 = 50^{\circ}\text{C}$, $t_m = 37,5^{\circ}\text{C}$. Приняв удельный расход теплоты на 13% больше, чем в теоретической сушилке, определить: производительность вытяжного вентилятора, расход

греющего пара, имеющего влажность 5 % и площадь поверхности нагрева калорифера, если коэффициент теплопередачи в нем равен $30 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$.

Решение. По диаграмме Рамзина находим $x_0 = 0,006 \text{ кг/кг}$ сухого воздуха; $I_0 = 25,1 \text{ кДж/кг}$; $x_2 = 0,037 \text{ кг/кг}$ сухого воздуха; $I_2 = 146,6 \text{ кДж/кг}$; $p_B = 41,5 \text{ мм. рт. ст.}$ (см. рис. 19).

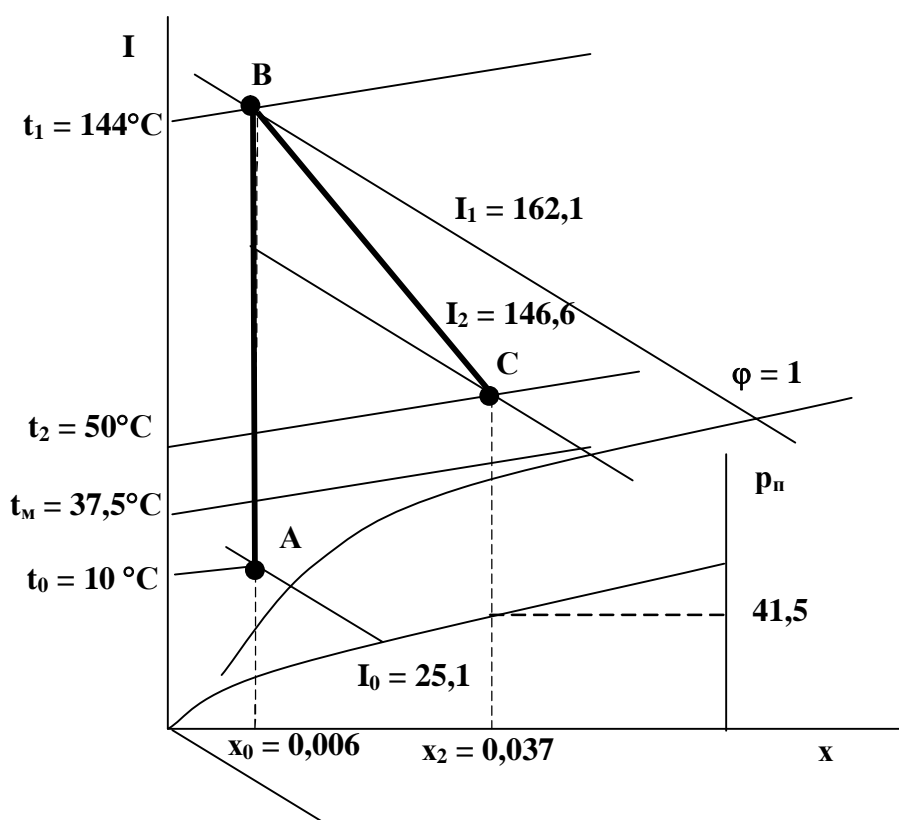


Рисунок 19 - Схема процесса сушки

Удельный расход сухого воздуха находим по уравнению
 $\ell = 1/(x_2 - x_0) = 1/(0,037 - 0,006) = 32,3 \text{ кг/кг}$ испаряемой влаги.

Расход сухого воздуха $Y = W \ell = 1000 \cdot 32,3 = 32300 \text{ кг/ч}$.

Удельный объем влажного воздуха находим по уравнению:

$$\begin{aligned} v_{\text{уд.}} &= R_B T / (\Pi - p_{II}) = 287(273 + 50) / [(745 - 41,5)133,3] = \\ &= 0,988 \text{ м}^3 / \text{кг} \text{ сухого воздуха} \end{aligned}$$

Производительность вытяжного вентилятора

$$V = L v_{\text{уд.}} = 32300 \cdot 0,988 = 31900 \text{ м}^3/\text{ч}$$

Удельный расход теплоты в теоретической сушилке по уравнению

$$q_T = (I_2 - I_0)/(x_2 - x_0) = \ell(I_2 - I_0) = 32,3(146,6 - 25,1) = 3920 \text{ кДж/кг}$$

испаряемой влаги.

Для реальной сушилки:

$$q = 1,13q_T = 1,13 \cdot 3920 = 4430 \text{ кДж/кг испаряемой влаги.}$$

Из уравнения $q = (I_1 - I_0)/(x_1 - x_0) = \ell(I_1 - I_0)$ находим:

$$I_1 = I_0 + (q / \ell) = 25,1 + (4430 / 32,3) = 162,1 \text{ кДж/кг.}$$

Этому значению I_1 в точке B_1 соответствует температура $t_1 = 144^\circ\text{C}$.

Расход теплоты в калорифере:

$$Q = Q/(rx) = 1230/(2117 \cdot 0,95) = 0,613 \text{ кг/с} = 2,2 \text{ т/с.}$$

Средняя разность температур в калорифере

$$\begin{array}{r} 151,1 \rightarrow 151,1 \\ 10 \rightarrow 144 \\ \hline \Delta t_{\text{с}} = 141,1 \quad \Delta t_{\text{м}} = 7,1 \end{array}$$

$$\begin{aligned} \Delta t_{\text{ср}} &= (\Delta t_{\text{с}} - \Delta t_{\text{м}}) / [2,3 \lg(\Delta t_{\text{с}} / \Delta t_{\text{м}})] = \\ &= (141,1 - 7,1) / \left[2,3 \lg \left(\frac{141,1}{7,1} \right) \right] = 45^\circ\text{C} = 45^\circ\text{K} \end{aligned}$$

Площадь поверхности нагрева калорифера:

$$F = Q/(K \Delta t_{\text{ср}}) = 1230 \cdot 10^3 / (30 \cdot 45) = 910 \text{ м}^2.$$

Глава Седьмая. ВОДЯНОЙ ПАР

7.1 Общие положения

В современной технике в качестве рабочих тел нашли применение пары различных веществ (воды, угольной кислоты, аммиака, ртути, фреонов и т.д.).

В теплоэнергетике при выработке электроэнергии водяной пар используется в паровых турбинах в качестве рабочего тела.

Водяной пар это продукт превращения химической энергии природного топлива (каменный уголь, газ, нефтепродукты) в теплоту непосредственно в паровом котле.

Кроме того, получение пара используется в первичных контурах атомных электростанций, в холодильной и криогенной технике. Пар в качестве теплоносителя используется в системах отопления, вентиляции жилых и производственных зданий, в калориферных установках шахт для обогрева ствола.

Пар может быть получен и путем непосредственного перехода вещества из твердого в газообразное состояния (сублимация).

Пар не подчиняется основным законам идеального газа. Это объясняется тем, что для пара нельзя пренебречь силами молекулярного взаимодействия и объемами самих молекул. Следовательно, нельзя использовать для определения параметров состояния водяного пара уравнение состояния идеальных газов, то есть для пара справедливо

$$Pv \neq RT$$

так как водяной пар есть реальный газ.

Одним из недостатков водяного пара является неизбежное и значительное повышение давления с ростом температуры. Так при $P=98100$ Па температура насыщенного газа составляет $t = 99,1^\circ\text{C}$, а температура насыщенного пара $t = 310^\circ\text{C}$ может быть получена при давлении $P = 98,1 \cdot 10^5$ Па. Поэтому паровой обогрев для процессов нагревания применяется в интервале температур порядка $(60 - 150^\circ\text{C})$.

7.2 Процесс парообразования и основные определения в $pVbTs$ – диаграммах водяного пара

С целью изучения процесса парообразования представим, что в цилиндр с поршнем с постоянной внешней нагрузкой помещен 1 кг воды при температуре 0°C с удельным объемом $v = 0,001 \text{ м}^3/\text{кг}$. Состояние воды при указанных условиях обозначим точкой a (рисунок).

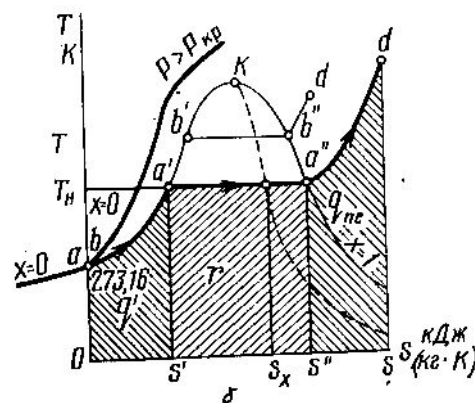
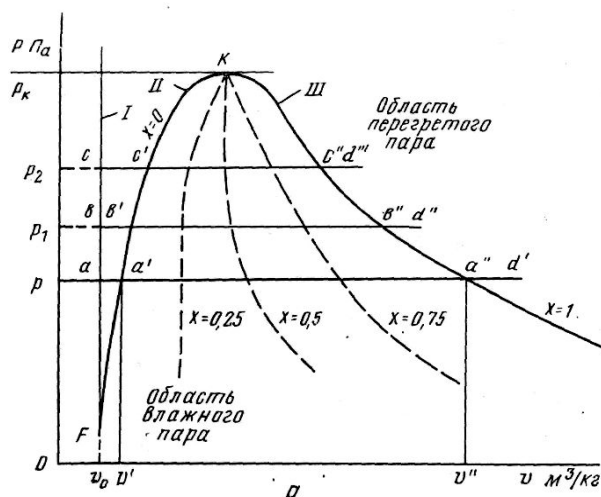


Рисунок - Процесс парообразования в $p-v$ - и TS -диаграммах

При подводе теплоты температура воды повышается до тех пор, пока не станет равной температуре кипения при данном давлении, так как температура кипения зависит от давления и рода жидкости. Несмотря на дальнейшее подведение теплоты повышение температуры прекратится, вода начнет кипеть и интенсивно испаряться. Удельный объем воды увеличится и достигнет состояния v' кипящей жидкости (на диаграмме точка a').

При дальнейшем подводе теплоты количество воды уменьшится, а количество пара увеличится. Удельный объем и энтропия пара увеличиваются. Для полного превращения воды в пар необходимо увеличение подводимого количества тепла. Это состояние по диаграмме характеризуется точкой a'' . Точка a'' соответствует состоянию, при котором вся жидкость превратится в пар. Таким образом, в процессе парообразования между точками a' и a'' 1 кг

взятого рабочего тела будет представлять двухфазную систему: жидкую и парообразную. Смесь пара и жидкости (двухфазовая система) называется **влажным насыщенным паром**. Каждому объему, занимаемому рабочим телом, соответствует определенное количество пара и воды. В этих состояниях жидкость и пар находятся в динамическом равновесии. Температура T_a в точке a' называется **температурой насыщения**, а соответствующее ей давление называется **давлением насыщения**. Зависимость между температурой насыщения t_n и давлением определяется опытным путем. Для воды

$$t_n = 100\sqrt{P},$$

где P – абсолютное давление, Па.

Кипение происходит при постоянном давлении ($P = \text{const}$) и соответствующей этому давлению постоянной температуре, называемой температурой насыщения или кипения.

Пар, находящийся в динамическом равновесии с жидкостью, из которой он образовался, называется **насыщенным**.

Насыщенный пар, не содержащий влаги при температуре насыщения называется **сухим насыщенным паром или сухим паром**.

Состояние сухого насыщенного пара (a'') определяется одним параметром (P или t).

Объем сухого пара v'' значительно больше объема кипящей жидкости v' .

Количество тепла, затраченного на превращение единицы количества воды при температуре кипения в сухой насыщенный пар, называется **теплотой парообразования r** .

Теплота расходуется на изменение внутренней энергии (против молекулярных сил сцепления) и **называется внутренней теплотой парообразования r** .

Другая ее часть расходуется на совершение работы расширения в связи с изменением объема при $p = \text{const}$ и называется **внешней теплотой парообразования** $\psi = \rho (v'' - v')$, тогда

$$r = \rho + \psi, \quad ()$$

$$\text{или } r = (u'' - u') + \rho(v'' - v'). \quad ()$$

Внутренняя энергия сухого насыщенного пара определяется по формуле

$$u'' = t'' - p''. \quad ()$$

Изменение удельной энтропии сухого пара

$$s'' - s' = \frac{r}{T_n}, \quad ()$$

где s'' – энтропия сухого пара;

s' – энтропия кипящей воды;

T_n – абсолютная температура насыщения.

Энтальпия сухого насыщенного пара

$$i'' = i' + \tau. \quad ()$$

Состояние пара определяется степенью сухости или степенью влажности. **Степенью сухости X** называется отношение массы сухого насыщенного пара к общей массе влажного насыщенного пара.

$$X = \frac{m_{\text{с.п.}}}{m_{\text{в.п.}}}, \quad ()$$

где $m_{\text{с.п.}}$ – масса сухого пара;

$m_{\text{в.п.}}$ – масса влажного пара.

Например, если влажный насыщенный пар имеет степень сухости $X = 0,9$ то это значит, что 1 кг его содержит 0,9 кг пара и 0,1 кг жидкости.

Масса кипящей воды во влажном паре называется **степенью влажности**, равной $(1-X)$

$$Y = 1 - X = \frac{m_{\text{в.п.}}}{m_{\text{в.п.}}}, \quad ()$$

где $m_{\text{в}}$ – массовая доля воды.

Сухой насыщенный пар в парогенераторах является неустойчивым, практически мгновенным состояние при переходе в перегретый пар.

Для влажного насыщенного пара определяющими параметрами являются давление P , температура t и степень сухости X .

Удельный объем v_x влажного пара со степенью сухости X , равен сумме парциальных объемов кипящей жидкости $v'(1-X)$ и сухого насыщенного пара $v''X$

$$v_x = v''X + v' (1-X). \quad ()$$

Энтальпия влажного пара (1 кг) равна сумме энтальпий сухой его части и воды

$$i_x = i'' X + i (1-X). \quad ()$$

Учитывая, что $t'' = t + rX$ получим для влажного пара

$$i_x = i + rX. \quad ()$$

Переход X частей воды в сухой пар изменяет энтропию каждого килограмма воды на rX/T_n . Тогда энтропия для влажного пара

$$s_x = s' + \frac{rX}{T_n}. \quad ()$$

Внутренняя энергия влажного пара определяется по формуле

$$u_x = i_x - p v, \quad ()$$

Перегретым паром называется пар, температура которого выше температуры насыщенного пара того же давления. Его состояние определяется двумя параметрами (P и t).

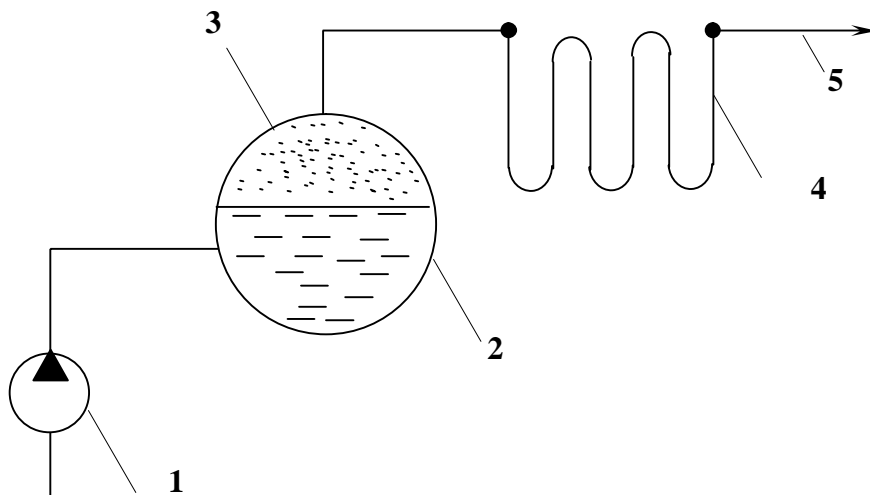
Перегретый пар получают в пароперегревателях, куда из парового пространства котла поступает влажный насыщенный пар (рисунок)

По виду восприятия пароперегреватели различают конвективные (получающие тепло конвекцией) и радиационные, устанавливаемые на стенах топочной камеры и получающие теплоту радиацией.

Для перегретого пара удельная энтальпия i равна количеству теплоты, которое необходимо подвести к жидкости массой 1 кг при 0°C , чтобы при $p=\text{const}$ превратить ее в перегретый пар.

$$i_{\text{п}} = i' + r + c_{\text{pm}}(t - t_{\text{н}}), \quad ()$$

где c_{mp} – средняя удельная теплоемкость перегретого пара при $p=\text{const}$ в интервале температур $t-t_{\text{с}}$.



- 1 - питательный насос; 2 - барабан котла;
3 - паровое пространство (влажный насыщенный пар);
4 - пароперегреватель; 5 - потребитель (паровая турбина)

Рисунок - Схема получения перегретого пара

Удельная теплоемкость c_p пара очень велика, при состоянии близком к критическому.

Внутренняя энергия определяется по формуле

$$u_{\text{п}} = u'' + c_{\text{pm}}(t_{\text{п}} - t_{\text{н}}) - p(v_{\text{п}} - v_{\text{н}}), \quad ()$$

где u'' – внутренняя энергия сухого пара;

$t_{\text{п}}$ – температура перегрева.

Энтропию перегретого пара $s_{\text{п}}$ определяют из выражения

$$s_{\text{п}} = s'' + \int_{t_{\text{н}}}^{t_{\text{п}}} c_p \frac{dT}{T}, \quad ()$$

где s'' – энтропия сухого пара;

t_n – температура насыщения;

t_n – температура перегрева.

Значение параметров v , i и s для воды и перегретого водяного пара приводятся в специальных таблицах.

7.3 Диаграмма $i-s$ водяного пара

В инженерной практике термодинамические процессы рассчитывают с помощью $i-s$ диаграммы.

Схематично $i-s$ диаграмма показана на рисунке . За начало координат принято состояние воды в тройной точке воды (каждое вещество в этой точке находится в трех состояниях).

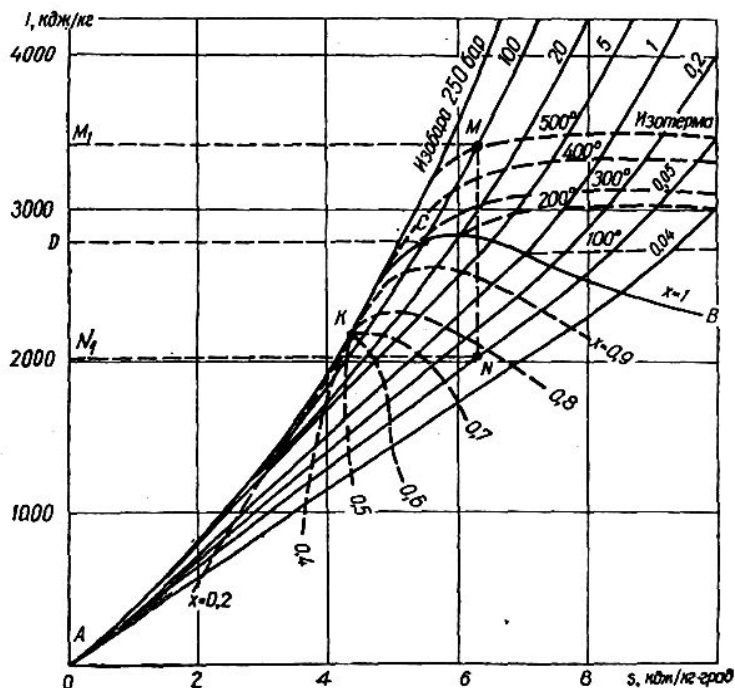


Рисунок - Схема диаграммы $i-s$ для водяного пара

Откладывая на диаграмме для различных состояний значение s' и t' для воды при температуре насыщения t_n , а также s' и t' для сухого насыщенного пара, получают нижнюю и верхнюю пограничные кривые. Вся диаграмма разделена кривой АКВ на две части: верхняя – это область перегретого пара, нижняя - область влажного насыщенного пара.

Линия KB – линия насыщения; любая точка на этой кривой дает энтальпию сухого насыщенного пара при P-var (степень сухости $X = 1$).

Кривая АК – точки на этой линии характеризуют воду в состоянии кипения (степень сухости $X = 0$).

В точке К – жидкость и сухой пар обладают одинаковыми параметрами, называемой критической, а все параметры критические.

Для воды $P_{кр} = 22,15 \text{ МПа}$; $T_{кр} = 647,13 \text{ К}$; $v = 0,00326 \text{ м}^3/\text{кг}$.

Изобары в области влажного пара изображаются прямыми наклонными линиями, расходящимися веерообразно вверх; изотермы в области влажного пара совпадают с изобарами.

В области перегретого пара изобары – кривые, близкие к логарифмическим.

Вблизи от верхней пограничной кривой перегретый пар значительно отличается от идеального газа и поэтому изотермы искривляются. Обычно всю диаграмму не выполняют, а строят только верхнюю часть. На диаграмме $i-s$ обратимый адиабатный процесс изображается отрезком вертикальной прямой ($s=\text{const}$), а количество теплоты в изобарном процессе проекцией отрезка изобары на ось ординат. На диаграмме $i-s$ нанесены кривые равной сухости (штриховые линии).

Пример 1:

1 кг пара расширяется по адиабате от начальных параметров состояния $p_1 = 30 \text{ бар}$, $t_1 = 300^\circ\text{C}$ до $p_2 = 0,5 \text{ бар}$. Найти значение t_2 , v_2 , x_2 и работу пара в процессе.

Решение:

По $i-s$ диаграмме и из таблиц находим для начального состояния пара (рис. 3) $i_1 = 2944 \text{ кДж/кг}$, $v_1 = 0,081 \text{ м}^3/\text{кг}$.

Значение внутренней энергии находим по формуле:

$$u_1 = i_1 - p_1 v_1 = 2994 - \frac{30 \cdot 10^5 \cdot 0,081}{1000} = 2751 \text{ кДж/кг}$$

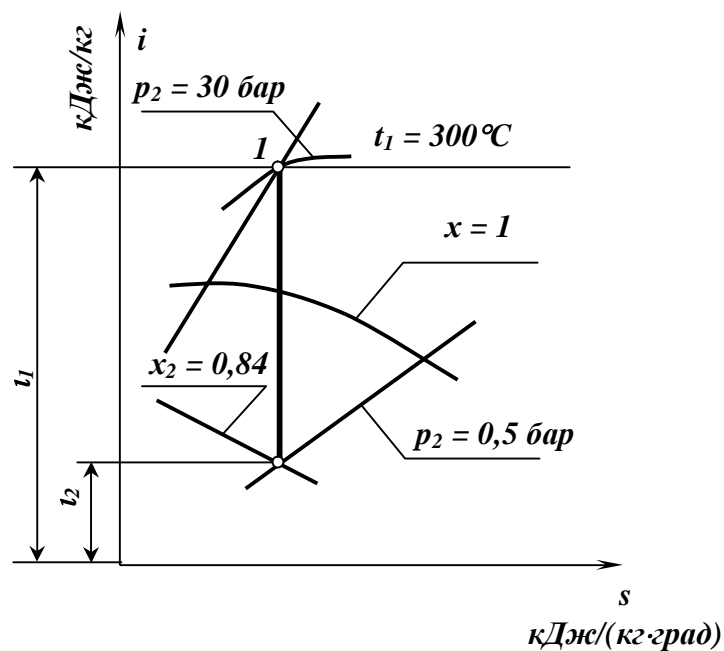


Рисунок 3 – Адиабатный процесс изменения состояния водяного пара в is-диаграмме

Проведя в is-диаграмме адиабату до пересечения с конечной изобарой, находим :

$$i_2 = 2265 \text{ кДж/кг}; \quad x_2 = 0,835.$$

Аналитически с помощью таблиц находим по формуле:

$$v_2 = v_2'' x_2 = 3,24 \cdot 0,835 = 2,71 \text{ м}^3/\text{кг}$$

$$u_2 = i_2 - p_2 v_2 = 2265 - \frac{0,5 \cdot 10^5 \cdot 2,71}{1000} = 2130 \text{ кДж/кг}$$

Отсюда работа в процессе составляем:

$$\omega = -\Delta u = -(u_2 - u_1) = 2794 - 2130 = 664 \text{ кДж/кг}.$$

Пример 2. Водяной пар массой 1200 кг расширяется адиабатно от 1,4 МПа и 300°C до 0,006 МПа (6 кПа). Найти изменение энтальпии в этом процессе и степень сухости пара в конце расширения. Пример решить по is – диаграмме.

Решение: Находим на i_s – диаграмме для водяного пара точку 1, характеризующую начальное состояние пара, на пересечении изобары $p_1 = 1,4$ МПа и изотермы $t_1 = 300^\circ\text{C}$.

Опустив из точки 1 вертикаль до изобары $p_2 = 0,006$ МПа, находим точку 2, характеризующую конечное состояние пара. Устанавливаем, что через эту точку проходит кривая постоянной сухости $x_2 = 0,825$. Далее, спроектировав точки 1 и 2 на ось удельных энтальпий, читаем на ней, что $i_1 = 3035$ кДж/кг, а $i_2 = 2135$ кДж/кг. Следовательно, изменение удельной энтальпии

$$i_t = (i_2 - i_1)_{\text{ад}} = 3035 - 2135 \text{ кДж/кг} = 900 \text{ кДж/кг};$$

$$I_2 - I_1 = m (i_2 - i_1)_{\text{ад}} = 1200 \cdot 900 \text{ кДж} = 1,08 \text{ ГДж}.$$

Пример 3. До какого значения нужно адиабатно понизить давление перегретого пара, чтобы он стал сухим насыщенным ($x = 1$) и какая будет при этом его температура, если начальное давление $p_1 = 1$ МПа и начальная температура $t_1 = 300^\circ\text{C}$? Пример решить по i_s – диаграмме.

Решение: Пользуясь i_s – диаграммой для водяного пара, находим на пересечении изобары $p_1 = 1$ МПа и изотермы $t_1 = 300^\circ\text{C}$ точку 1, определяющую начальное состояние пара. Проведя из этой точки адиабату до пересечения с пограничной кривой пара ($x_2 = 1$), находим, что $p_2 = 0,2$ МПа и $t_2 = t_s = 120^\circ\text{C}$.

Глава 8. ЦИКЛЫ ПАРОСИЛОВЫХ УСТАНОВОК

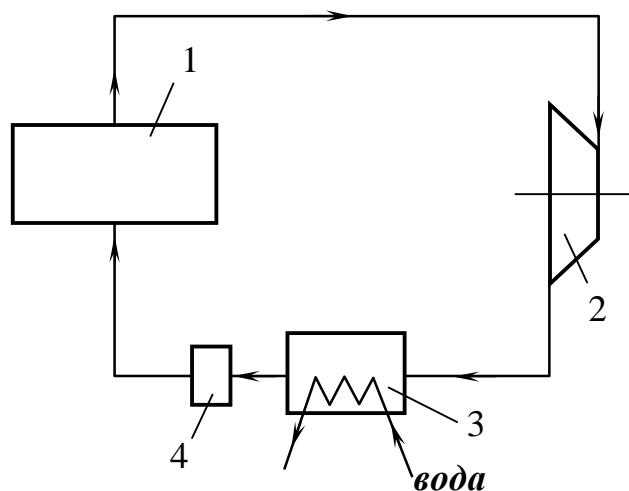
Паросиловые установки предназначены для преобразования теплоты в механическую работу (а затем обычно в электрическую энергию). Рабочим телом в них служит водяной пар.

8.1 Цикл Карно для водяного пара

Наиболее совершенным идеальным циклом паросиловой установки является прямой обратимый цикл Карно, термический КПД которого, как отмечалось выше, максимальный в заданном интервале температур и не зависит от природы рабочего тела.

Принципиальная схема паросиловой установки приведена на рисунке , p - и T_s - диаграммы цикла Карно для насыщенного пара показаны на рисунке .

Установка включает: паровой котел (парогенератор) 1, в котором получают пар при постоянных температуре ($t_n = \text{const}$) и давлении ($p = \text{const}$), паровую турбину 2, где происходит адиабатное (без теплообмена) расширение пара (превращение теплоты пара в механическую работу), конденсатор 3, предназначенный для охлаждения отработавшего пара и частичной его конденсации (процесс в конденсаторе изотермический и изобарный). Влажный насыщенный пар из конденсатора поступает в компрессор 4, где в условиях адиабатного сжатия (без теплообмена, с затратой работы



1- паровой котел; 2 – турбина; 3 – конденсатор; 4 - компрессор

Рисунок - Принципиальная схема паросиловой установки на насыщенном водяном паре

на привод компрессора) полностью конденсируется (переходит в жидкое состояние при температуре насыщения t_n). Далее цикл повторяется.

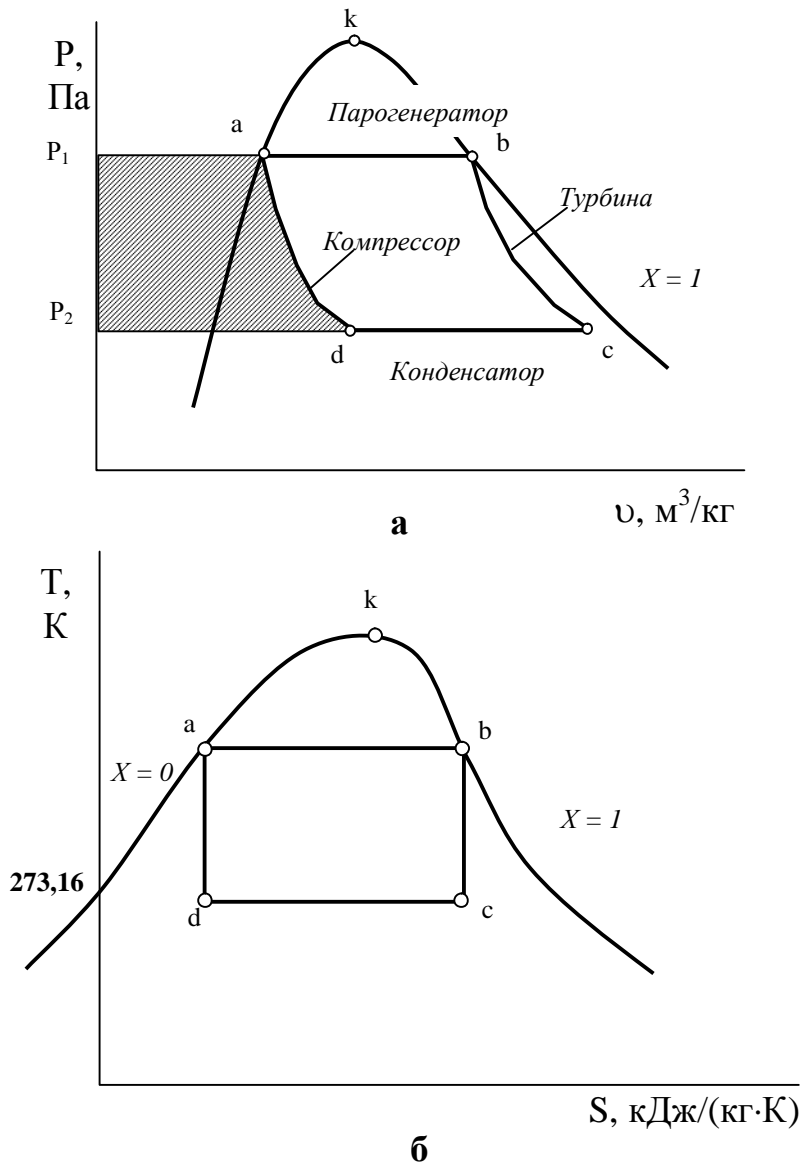


Рисунок - Цикл Карно для насыщенного пара

Рассмотрим p - v - и T - s -диаграммы цикла. Точка a характеризует начальное состояние кипящей воды при давлении p_1 . В паровом котле кипящей воде состояния a , при температуре t_n и давлении p_1) сообщается теплота q_1 , равная теплоте парообразования r в изобарно-изотермическом процессе a - b . Так как процесс подвода теплоты q_1 в паровом котле является изобарным, то $q_1 = h_b - h_a$. Полученный сухой пар состояния b адиабатно расширяется в паровой

турбине до давления p_2 (процесс b-c). При этом температура пара понижается до t_c (температура конденсатора), а степень сухости пара уменьшается от $x = 1$ в точке b до x_c в точке c. Далее влажный пар со степенью сухости x_c в конденсаторе при постоянной температуре $t_c = \text{const}$ и давлении $p_2 = \text{const}$ конденсируется (линия c – d). При этом степень сухости пара уменьшается до x_d и от него отводится теплота $q_2 = h_c - h_d$. От точки d пар адиабатно сжимается в компрессоре до начального состояния (точка a) и полностью превращается в кипящую воду. На привод компрессора в адиабатном процессе d – a затрачивается работа, эквивалентная площади d-a- p_1 - p_2 -d.

Термический КПД цикла Карно для насыщенного водяного пара может быть подсчитан по формуле

$$\eta_t = \frac{q_1 - q_2}{q_1} = \frac{T_b - T_c}{T_b}. \quad (\quad)$$

В современных паросиловых установках давление в конденсаторе ($p_c = p_d$) не превышает 0,005 МПа, то есть удельный объем влажного пара, поступающего в компрессор, очень большой.

В связи с этим компрессор паросиловой установки получается громоздким, металлоемким, а работа, затрачиваемая на привод компрессора, составляет до 40 % и более от работы, совершаемой паром в турбине. Кроме того, циклы на насыщенном паре невозможны при температуре выше критической ($t_{кр} = 374,12^\circ\text{C}$), а современные металлы, применяемые для изготовления основных узлов паросиловых установок, позволяют перегревать пар до $550 \dots 600^\circ\text{C}$, что в значительной степени увеличивает термический КПД. В связи с этим цикл Карно для насыщенного водяного пара практического применения не имеет.

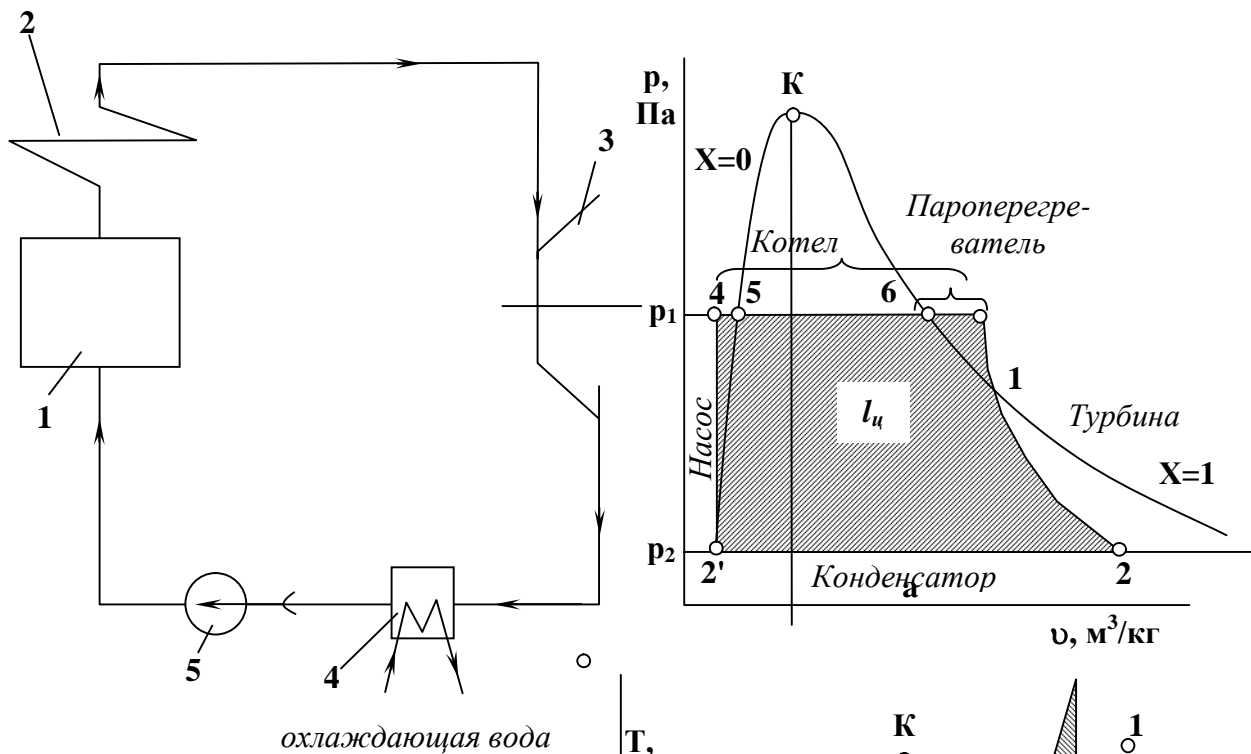
8.2 Цикл Ренкина. Влияние основных параметров пара на величину термического к.п.д. цикла Ренкина

Основным идеальным циклом паросиловых установок является цикл Ренкина. На рис. 1.1 приведена принципиальная схема паросиловой установки, работающей по циклу Ренкина, а на рис. 1.2 – p - v - и T - s -диаграммы указанного цикла.

В паровом котле 1 вода при постоянном давлении нагревается до температуры насыщения (кипения) t_n (линия 4 – 5 на рис. 1.2), затем в результате подвода теплоты q происходит изобарно-изотермический процесс парообразования (линия 5 – 6). В пароперегревателе 2 происходит перегрев пара (изобарный процесс 6 – 1) – повышения температуры пара выше t_n от состояния сухого насыщенного пара (точка 6) до заданной температуры перегрева (точка 1). В паровой турбине 3 пар расширяется адиабатно (линия 1 – 2) от давления p_1 до давления p_2 в конденсаторе. Допустимая степень сухости отработавшего пара (точка 2) должна быть не менее 0,88. В конденсаторе 4 при постоянных давлении и температуре этот пар полностью конденсируется ($x_2 = 0$), отдавая теплоту охлаждающей воде. Конденсат насосом 5 изохорно (ввиду несжимаемости воды) перекачивается в паровой котел (линия 2' – 4). Так как в насосе практически температура конденсата не повышается (точка 4), то в T - s -диаграмме точки 2' и 4 оказываются совмещенными. Процесс 4 – 5 нагрева конденсата до температуры t_n совпадает в T - s -диаграмме с нижней пограничной кривой ($x = 0$). Далее цикл повторяется.

Цикл Ренкина отличается от цикла Карно для насыщенного пара следующим: полной конденсацией отработанного пара (что позволяет вместо громоздкого, энергоемкого компрессора применить компактный экономичный насос), а также использованием перегретого пара (в точке 1), что обеспечивает более высокий термический КПД паросиловой установки.

Рассматривая T - s -диаграмму цикла Ренкина, можно установить следующее:



1 – паровой котел; 2 – пароперегреватель; 3 – паровая турбина; конденсатор; 5 – питательный насос

Рисунок – Принципиальная схема паросиловой установки на перегретом

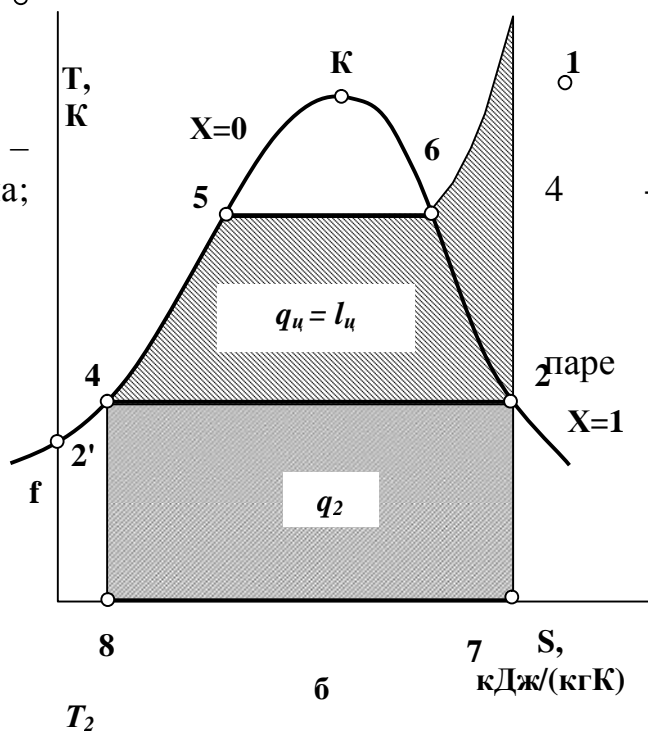


Рисунок – p-v (а) – и T-s (б)-диаграммы цикла Ренкина на перегретом паре

площадь о-f-4-5-6-1-2-7-о изображает энтальпию перегретого пара h_1 состояния 1;

площадь о-f-2'-2-7-о – энтальпию h_2 отработавшего в турбине пара;

площадь o-f-2'-8-o – энтальпию конденсата h_2 состояния 2'.

Теплоту q_1 , сообщенную 1 кг пара в паровом котле (с учетом перегрева) по изобаре 4-5-6-1, определяют по формуле

$$q_1 = h_1 - h_{2'}.$$

Теплоту q_2 , теряемую в конденсаторе с охлаждающей водой по изобаре 2 – 2', находят по формуле

$$q_2 = h_2 - h_{2'}.$$

Если пренебречь работой, затрачиваемой на привод насоса (площадь p_1 -4-2'- p_2 , рис. , а), то термический КП цикла Ренкина можно определить по формуле

$$\eta_f = \frac{\ell_{\text{ц}}}{q_1} = \frac{q_1 - q_2}{q_1} = \frac{(h_1 - h_{2'}) - (h_2 - h_{2'})}{h_1 - h_{2'}} = \frac{h_1 - h_2}{h_1 - h_{2'}}. \quad ()$$

Термический КПД цикла Ренкина равен 35...40 %.

Исследование выражения для термического КПД цикла Ренкина при различных начальных (на входе в паровую турбину) и конечных (на входе на конденсатор) параметрах пара позволяет сделать вывод – начальное давление (p_1), начальная температура (t_1) и конечное давление (p_2) пара в конденсаторе оказывают решающее влияние на величину термического КПД и η_t . Выясним это с помощью h s-диаграммы водяного пара, представленной на рис. . Из диаграммы (рис. , а) видно, что если повышать начальное давление в паровом котле от p_1''' до p_1' при постоянной температуре перегрева t_1 и при постоянном давлении p_2 в конденсаторе, то возрастает разность энтальпий $\Delta h = h_1 - h_2$, то есть возрастает термический КПД. Вместе с тем с повышением начального давления уменьшается степень сухости пара на выходе из турбины. Уменьшение конечной степени сухости ведет к разрушению лопаток последних ступеней турбины. Предельная степень сухости пара должна быть не ниже 0,86.

Из рис. 1.10, б видно, что при повышении температуры перегрева пара от t_1' до t_1'' (при постоянных начальном p_1 и конечном p_2 давлениях) используемый в ту турбине перепад энтальпий $\Delta h = h_1 - h_2$, (или работа цикла $\ell_{ц}$) возрастает. Следовательно возрастает и термический КПД цикла, причем в этом случае увеличивается и конечная степень сухости пара x , что улучшает условия работы турбины.

Увеличение термического КПД. Увеличение термического КПД будет более значительным, если с повышением температуры перегретого пара возрастет и начальное давление пара.

В настоящее время на тепловых электростанциях используют пар с температурой до 600 °С и давлением 25...30 МПа.

Повышение этих параметров ограничивается способностью металла, из которого изготовлены основные узлы паросиловых установок, выдерживать большие давления при высоких температурах.

Понижение конечного давления пара p_2 ведет к увеличению работы $\ell_{ц}$ цикла при неизменной энтальпии h_1 и, следовательно, к повышению термического КПД. Однако получение глубокого вакуума в конденсаторе ограничивается температурой охлаждающей воды. В конденсаторе поддерживается давление 0,0035...0,0055 МПа, ему соответствует температура насыщения 25...32 °С, что в производственных условиях не всегда возможно. Поэтому названные выше параметры отработавшего пара следует считать предельными.

В практике получили распространение тепловые электростанции, вырабатывающие электроэнергию и одновременно обеспечивающие промышленные и бытовые потребности в теплоте. Такие электростанции называются теплоэлектроцентралями, а централизованный метод снабжения потребителей теплотой называется теплофикацией.

Глава 9. *ИСТЕЧЕНИЕ И ДРОССЕЛИРОВАНИЕ ГАЗОВ И ПАРОВ*

9.1 Основные закономерности течения газа в соплах и диффузорах

В термодинамике течение газов и паров рассматривается как внутренне равновесный процесс. Для подавляющего большинства технических задач наибольший интерес представляет течение без подвода теплоты извне и отвода ее, т.е. адиабатное течение

Теоретический процесс истечения газов и паров является изоэнтропным, т.е. совершается без теплообмена рабочего тела с внешней средой ($q_1 = 0$).

Теория газового потока широко используется при проектировании эжекторных установок, при решении вопросов, связанных с созданием инжекционных газовых горелок, форсунок для сжигания жидкого и пылевидного топлива, в топочных устройствах котельных установок.

Основными вопросами при исследовании истечения газов и паров являются определение скорости истечения, массового расхода и основных закономерностей профилирования сопел и диффузоров.

Диффузором называется канал, предназначенный для торможения потока и повышения давления, а каналы, в которых движущийся газ увеличивает скорость с одновременным уменьшением давления, называются **соплами**.

При равновесном (без трения) адиабатном истечении газа через сопло из резервуара с параметрами p_1 , v_1 , T_1 скорость истечения вычисляется по формуле (рисунок) из которой видно, что скорость истечения для данного газа и для данного отношения давлений $\beta = \frac{p_2}{p_1}$ зависит от температуры газа, так как $p_1 v_1 = RT_1$.

$$c_2 = \sqrt{2 \frac{\kappa}{\kappa - 1} p_1 v_1 \left[1 - \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{\kappa - 1}{\kappa}} \right]}, \quad ()$$

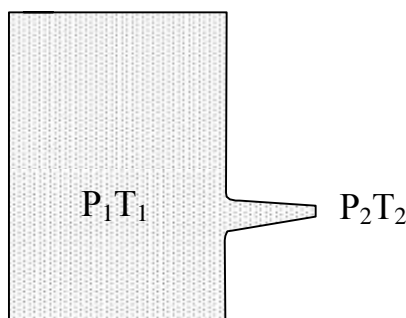


Рисунок - Истечение газа из сопла

Массовый расход газа через сопло (кг/с) определяется из соотношения:

$$m = f c_2 / v_2, \quad ()$$

где f – площадь выходного сечения сопла

или

$$m = f \sqrt{2 \frac{\kappa}{\kappa - 1} \cdot \frac{p_1}{v_1} \left[\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{2/\kappa} - \frac{p_2}{p_1} \right]} \quad ()$$

В соответствии с уравнение () на рис. представлена зависимость расхода газа от перепада давлений. Расход газа увеличивается при изменении перепада давлений β от единицы до $\beta_{кр}$ (участок а–b), а затем остается неизменным (при $\beta < \beta_{кр}$), равным критическому расходу $M_{кр}$ (участок b–с). Постоянство расхода объясняется тем, что в выходном сечении суживающегося сопла устанавливается критическая скорость

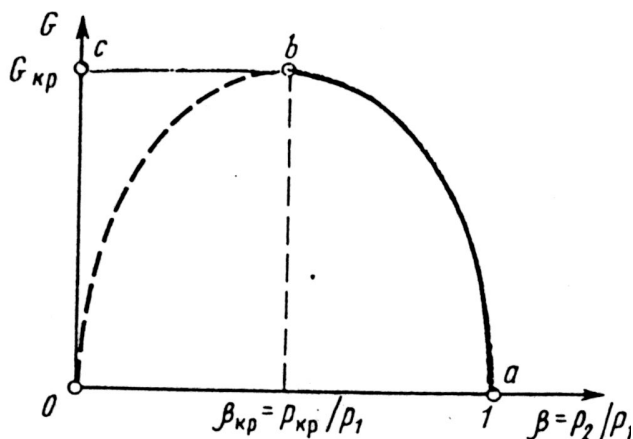


Рисунок – Зависимость расхода
газа от перепада давления

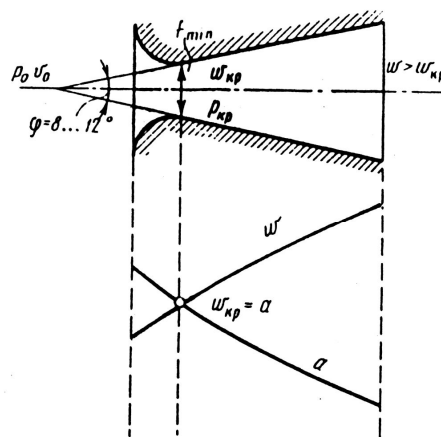


Рисунок – Сопло Лавеля

Критическая скорость газа при истечении равна местной скорости звука в выходном сечении сопла.

Чтобы получить за соплом сверхзвуковую скорость, нужно иметь за ним давление меньше критического. Это достигается использованием комбинированного *сопла Лавеля* (рис.)

В расширяющемся насадке сопла происходит дальнейшее увеличение скорости и, соответственно, падение давления истекающего газа вследствие возрастания удельного объема (v) газа.

При решении задач на истечение (особенно для реального газа) удобно пользоваться is – диаграммой.

При адиабатном истечении скорость c определяют по формуле

$$c = \sqrt{2(\iota_1 - \iota_2)} = 1,41\sqrt{\iota_1 - \iota_2}, \quad ()$$

где ι_1 и ι_2 - значения энтальпий, кДж/кг.

В реальных условиях вследствие трения потока о стенки канала процесс истечения газов и паров является неравновесным, и в результате выделения теплоты трения энтропия потока возрастает ($ds = dq_{тр} / T$) и действительная адиабата отклоняется от изоэнтропы

вправо (рис. 1.10). Далее расширение газа в потоке происходит до давления P_2 на выходе из сопла.

Точка, соответствующая действительному процессу истечения с трением, будет лежать на той же изобаре, но правее точки 2 (точка 2q относится к процессу истечения с трением, поскольку $S_{2q} > S_2$).

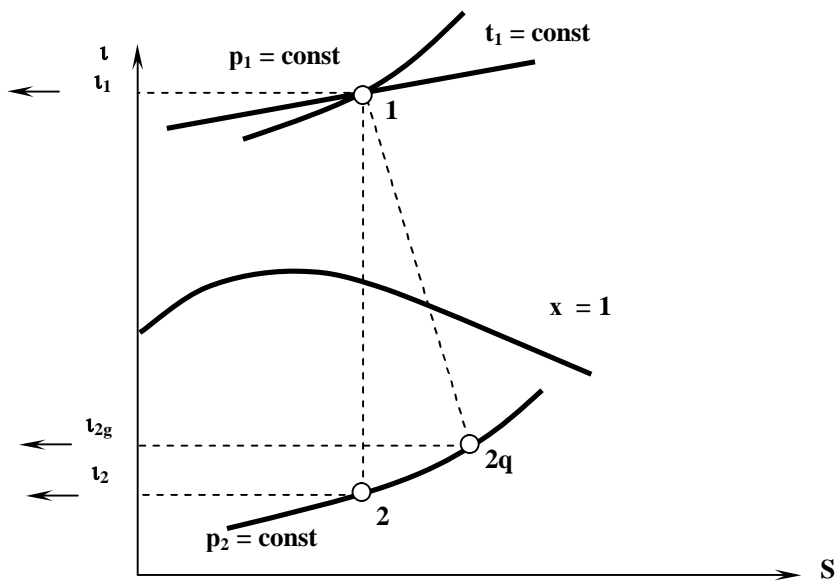


Рисунок - Процессы равновесного и неравновесного расширения пара в сопле

Отношение действительной скорости истечения к теоретической c_2 называется **скоростным коэффициентом сопла φ** . Для сопел современных турбин $\varphi = 0,93 - 0,98$.

К основным закономерностям стационарного течения газов и паров относится и *безразмерная скорость течения (число Маха)*

$$M = \frac{c}{a} = \frac{c}{\sqrt{kp\nu}}, \quad (9)$$

где $a = \sqrt{\kappa p}$ - местная скорость звука в рабочей среде при данном состоянии (p, v) .

При $M < 1$ течение дозвуковое, а при $M > 1$ – сверхзвуковое. При $M = M_{кр}=1$ имеем решение, при котором скорость течения равна местной скорости распространения звука.

9.2 Дросселирование газов и паров

Дросселированием называется процесс понижения давления в движущемся стационарном потоке газа или пара при прохождении его через гидравлическое сопротивление (клапаны, диафрагмы, вентили,шибера, заслонки и т.п.) без совершения внешней работы и без подвода и отвода теплоты.

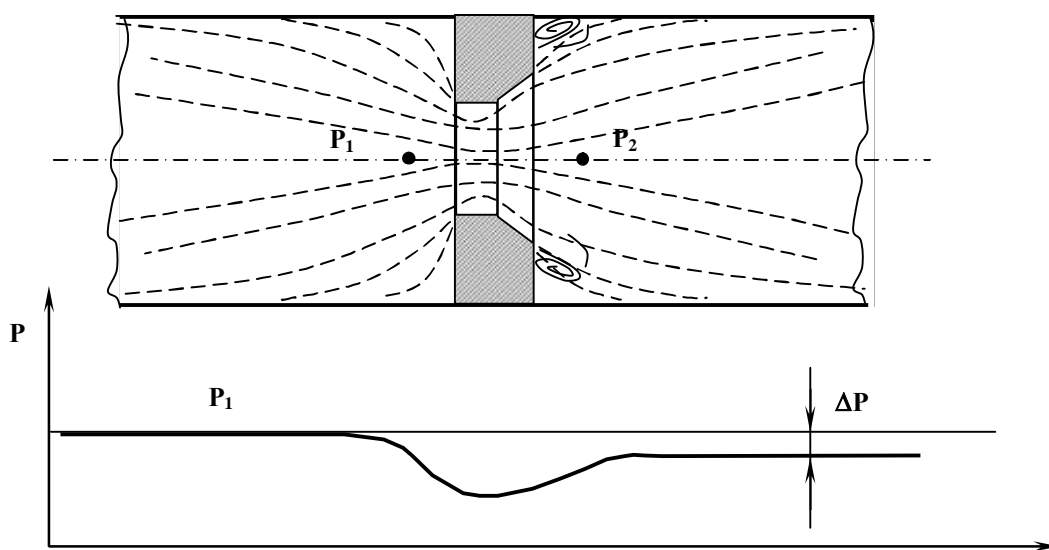


Рисунок - Схема процесса дросселирования

При дросселировании энтальпия газа не изменяется, т.е.

$$h_1 = h_2 = \text{const}.$$

Изменение энтальпии идеального газа в любых процессах связано с изменением температуры соотношением $dh = c_p dT$, поэтому процесс

дросселирования идеального газа для которого $c_p = \text{const}$, происходит без изменения температуры ($dT = 0$).

Дросселирование реального газа частично обратимо, так как возникающая разность температур создает возможность совершить работу. Изменение температуры жидкости и реальных газов в процессе адиабатного дросселирования оценивается либо дифференциальным дроссель-эффектом (изменение температуры и давления бесконечно малы), либо интегральным дроссель-эффектом (изменение давления и температуры значительны).

Состояние газа, при котором температурный эффект дросселирования меняет свой знак называется точкой инверсии газа, а температура, соответствующая этой точке, называется температурой инверсии $T_{\text{инв}}$.

Поскольку при дросселировании реальных газов их температура уменьшается (если она ниже температуры инверсии) этот процесс широко используется в технике получения низких температур и сжижения газов.

Пример. Определить скорость звука в воздухе ($\kappa = 1,4$) при температуре 0°C и 1000°C , а также число Маха (M) для потока воздуха в обоих случаях, если скорость потока $c = 400$ м/с.

Решение. Для воздуха, как идеального газа, $p = \rho RT$, поэтому скорость звука

$$a = \sqrt{\kappa p_0} = \sqrt{\kappa R T} = \sqrt{1,4 \cdot 287 T} = 20\sqrt{T} \quad \text{м/с.}$$

При $t' = 0^\circ\text{C}$ получим

$$a' = 20\sqrt{273} = 330 \quad \text{м/с.}$$

При $t'' = 1000^\circ\text{C}$

$$a'' = 20\sqrt{1273} = 710 \quad \text{м/с.}$$

Соответственно для полученных данных число М

$$M' = \frac{400}{300} = 1,2 \quad \text{и} \quad M'' = \frac{400}{710} = 0,56.$$

Пример: Водяной пар с начальным давлением $p_1 = 2,0$ МПа и температурой $t_1 = 350^\circ\text{C}$ вытекает через суживающееся сопло в среду, имеющую давление $p_{\text{ср}} = 0,2$ МПа. Определить скорость истечения c_2 .

Решение: Определяем отношение давлений

$$p_{\text{ср}} / p_1 = 0,2 / 2,0 = 0,10 < \beta \quad (\beta = 0,546),$$

то есть полного расширения пара при истечении не будет. Режим истечения – критический и в устье сопла устанавливается критическое давление.

$$p_{\text{кр}} = 0,546 \cdot p_1 = 0,546 \cdot 2,0 = 1,09 \quad \text{МПа.}$$

Тепловой адиабатный перепад $i_{\text{т}} = (i_1 - i_2) = 160$ кДж/кг (по i_s – диаграмме водяного пара)

Скорость истечения равна критической скорости. Эту скорость определим по уравнению

$$c_2 = c_{кр} = \sqrt{2i_T} = \sqrt{2(i_1 - i_2)} = \sqrt{2 \cdot 160 \cdot 10^3} = 567 \text{ м/с.}$$

Пример: Определить изменение состояния перегретого водяного пара, давление которого дросселированием понижается до 0,3 МПа, если начальные параметры пара: $p_1 = 2 \text{ МПа}$ и $t_1 = 250 \text{ }^\circ\text{C}$.

Решение. По i -с-диаграмме находим точку 1 в пересечении изобары $p_1=250 \text{ МПа}$ и изотермы $t_1= 250 \text{ }^\circ\text{C}$. Через нее проводим горизонтальную линию вправо, параллельно оси энтальпии до пересечения с изобарой $p_2=0,3 \text{ МПа}$ и получим конечную точку 2, которая лежит на изотерме 220°C .

Следовательно, температура пара в процессе дросселирования снизилась от $t_1 = 250 \text{ }^\circ\text{C}$ до $t_2 = 220 \text{ }^\circ\text{C}$.

Определяем, как отразилось дросселирование на степени перегрева пара. Температура кипения при давлении $p_1 = 2 \text{ МПа}$, $t_{is} = 212 \text{ }^\circ\text{C}$, поэтому в начальном состоянии степень перегрева

$$\Delta t_1 = t_1 - t_{is} = 250 - 212 = 38 \text{ }^\circ\text{C}.$$

При давлении $p_2 = 0,3 \text{ МПа}$ температура кипения $t_{2s}=133,5^\circ\text{C}$, поэтому степень перегрева в конце дросселирования

$$\Delta t_2 = t_2 - t_{2s} = 220 - 133,5 = 86,5^\circ \text{C}.$$

Таким образом, степень перегрева пара увеличилась на
 $\Delta t_2 - \Delta t_1 = 86,5 - 38 = 48,5^\circ \text{C}.$

Глава 10. ЦИКЛЫ ХОЛОДИЛЬНЫХ УСТАНОВОК

10.1 Основные сведения и определения. Обратный цикл Карно

Для многих видов промышленности производство холода является неотъемлемой частью технологических процессов. Комплекс специальных устройств (машины, теплообменники, арматура), необходимых для осуществления замкнутого холодильного процесса. С термодинамической точки зрения производство холода – процесс передачи теплоты от менее нагретых тел к более нагретым. Для получения искусственного холода может быть использован любой физический процесс, связанный с теплоотводом. Наиболее эффективны процессы, связанные с изменением агрегатного состояния вещества: кипение, плавление и сублимация.

Для любого вещества характерна зависимость между давлением и температурой кипения.

С увеличением давления температура кипения жидкости повышается, а значит, возрастает и температура насыщенности пара. Так, температура кипения аммиака при $P_{ат}$ равна $-33,4^{\circ}\text{C}$, а при $P = 2,4$ ат. составляет -15°C . Таким образом изменяя давление можно получить различные температуры кипения среды. Это явление используется в холодильной технике. Процесс перехода тела из твердого состояния в парообразное называется *сублимацией*, а теплота, затрачиваемая при этом процессе является *теплотой сублимации*. В качестве хладагента при сублимации используется хладагент – твердая углекислота (сухой лед). Охлаждение тел до температуры, лежащей ниже температуры окружающей среды, осуществляется с помощью холодильных установок, работающих по *обратному тепловому циклу* – т.е. цикл, в котором работа сжатия превышает работу расширения и за счет подведен-

ной работы – теплота передается от холодного источника к горячему наиболее экономичным является обратный цикл Карно.

Обратный цикл Карно совершается в холодильных установках: для осуществления такого процесса затрачивается механическая работа или тепло, рабочее тело (хладоагент) отводит при относительно низких температурах тепловой поток от охлажденных тел.

Обратный круговой процесс в термодиаграммах – противоположен движению часовой стрелки. Общий вид обратного цикла Карно представлен на рисунке.

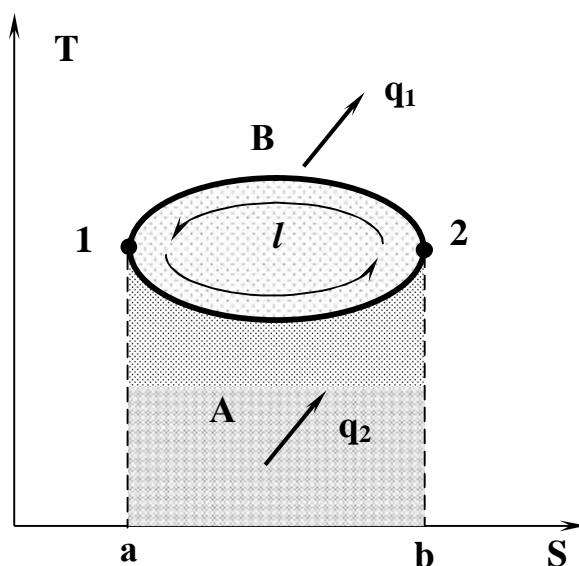


Рисунок - Схема обратного цикла.

По нижней ветви 1A2 от источника теплоты «менее нагретого тела» к рабочему телу отводится тепло q_2 (a1A2b).

В процессе 2B1 – от рабочего тела отводится теплота q_1 (b2B1a). Эта теплота передается холодильникам, являющимся более нагретыми телами.

$$q_2 = q_1 - l \text{ или } q_1 = q_2 + l \quad ()$$

Очевидно, эффективность холодильного цикла определяется двумя величинами: количеством теплоты, отведенной (отнятой) от охлаждаемых тел (источников теплоты) и затрачиваемой за цикл работой (механической)

$$\varepsilon = \frac{q_1}{\ell} \quad \text{или} \quad \varepsilon = \frac{q_2}{(q_1 - q_2)}, \quad ()$$

называется *холодильным коэффициентом*.

Полезным эффектом холодильного цикла является количество теплоты Q_x , которое рабочее тело холодильной машины (хладоагент) отбирает от охлаждаемых предметов (от холодильной камеры).

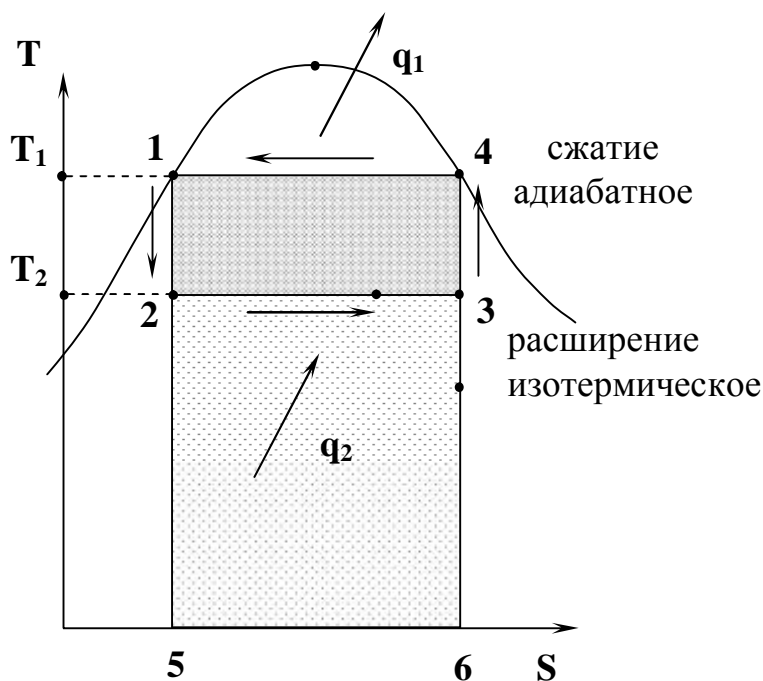


Рисунок – Ts диаграмма обратного цикла Карно (идеального)

Это количество теплоты называют холодопроизводительностью цикла, т.е. количество теплоты, отводимой от охлаждаемого тела в единицу времени. Охлаждаемое тело – источник теплоты. Тело, воспринимающее теплоту – холодильник.

Обратный цикл, так же как прямой, состоит из 2-х изотерм 2–3 и 4–1 и двух адиабат 1–2 и 3–4, но в противоположность прямому циклу обратный цикл – против хода часовой стрелки. 2–3 расширение хладагента; с подводом теплоты q_2 от охлаждаемого тела при $T_2 = \text{const}$ (изотермический); 3–4 – адиабатное сжатие; 4 – сжатие хладагента с отводом теплоты q_1 при $T_1 = \text{const}$; 1–2 – адиабатное расширение с понижением температуры от T_1 до T_2 ; далее цикл повторяется.

Эффективность обратного цикла Карно оценивается холодильным к.п.д. X_t

$$X_t = \frac{1}{\left(\frac{T_1}{T_2} - 1\right)}, \quad ()$$

Следовательно, в качестве рабочего тела в холодильной машине применяют жидкости, отличающиеся низкой температурой кипения.

Для осуществления холодильного процесса, обеспечивающего отвод тепла от холодной среды и передачу его более теплой, требуется затрата энергии в форме работы или тепла.

В соответствии с этим все существующие холодильные машины по принципу получения холода делятся на две группы:

- работа одной из них связана с затратой механической энергии;
- второй с затратой тепла.

К первой группе относятся компрессорные холодильные машины; ко второй – относятся парожеткторные, парокомпрессионные, абсорбционные.

Помимо вышеперечисленных холодильных машин для искусственного охлаждения используют газовые (воздушные) холодильные установки.

10.2 Цикл воздушной холодильной установки

Принципиальная схема воздушной холодильной установки показана на рисунке .

Рассмотрим цикл воздушной холодильной установки в p, v и T, s – координатах (рис.).

1 – 2 – адиабатный процесс расширения воздуха в детандере

2 – 3 – изобарный процесс отвода тепла из охлаждаемого объема

3 – 4 – процесс сжатия в компрессоре

4 – 1 – изобарный процесс охлаждения воздуха в охладителе

на диаграмме: линия 3-4-1 – линия сжатия воздуха

1-2-3 – линия расширения воздуха

Совершаемая работа в детандере – пл. $m-1-2-n-m$

Работа, затрачиваемая на привод компрессора – пл. $m-4-3-n-m$.

Работа, затрачиваемая в цикле В.Х.У. $l_{ц} 1-2-3-4-1$.

1 – 2 – процесс адиабатного расширения воздуха в детандере

2 – 3 – изобарный процесс в охлаждаемом объеме

3 – 4 – процесс адиабатного сжатия воздуха в компрессоре

4 – 1 – изобарный процесс в охладителе

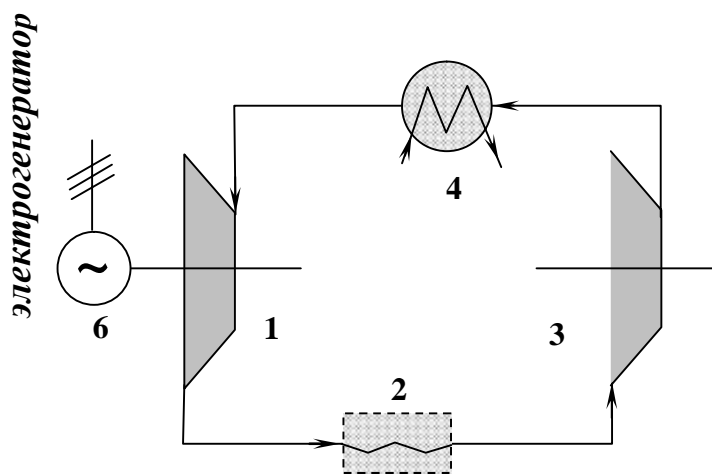


Рисунок - Схема воздушной холодильной установки

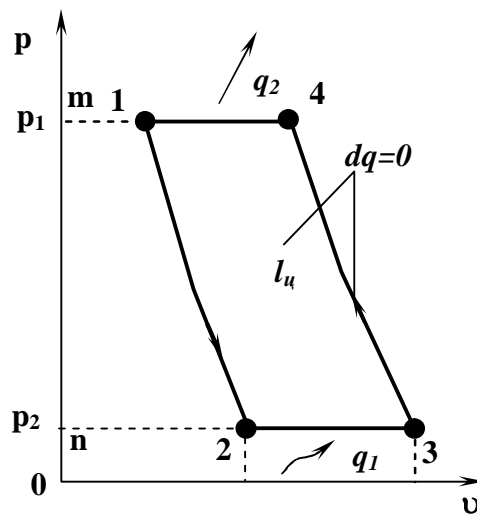


Рисунок – Цикл в координатах $T - S$

- 1 –детандер (машина, применяемая в холодильных установках для охлаждения рабочего тела (хладоагента) в процессе его расширения с совершением работы (тщательно теплоизолируются, чтобы процесс расширения был бы близок к адиабатному) – вместо дросселирования ()
 2 - охлаждаемый объем (из него отбирается теплота
 3 - турбокомпрессор (сжатие воздуха)
 4 - охладитель (теплообменник говерхностного типа)

Рисунок - Цикл в координатах $p v$

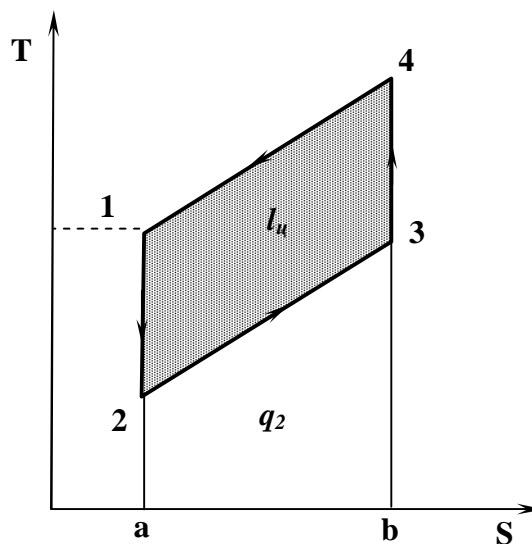


Рисунок - Цикл в координатах Ts

Холодильный коэффициент

$$\varepsilon_x = \frac{q_2}{\ell_{\text{ц}}} = \frac{q_2}{q_1 - q_2} = \frac{T_2 - T_3}{(T_4 - T_1)(T_3 - T_2)}, \quad ()$$

так как

$$q_2 = c_p(T_3 - T_2);$$

$$q_1 = c_p(T_4 - T_1).$$

Большие объемы воздуха, циркулирующие в установке, делают ее громоздкой, металлоемкой и дорогой.

10.3 Цикл парокомпрессионной холодильной установки

(от 273 °К до 153 °К)

В области умеренных температур охлаждения являются наиболее эффективными по сравнению с другими; широко применяются в промышленности и в быту.

Если в качестве рабочего тела (хладоагента) использовать влажный пар легкокипящей жидкости с температурой кипения, не превышающей 0°C при $p_{\text{атм.}}$, то холодильный цикл можно осуществить с изотермным подводом и отводом теплоты и тем самым приблизить его к обратному циклу Карно. При использовании легкокипящих жидкостей, удобным оказывается не адиабатное расширение в цилиндре, а сжатие рабочего тела в редукционном вентиле (температура падает), рис. .

Рабочее тело (хладогент) в виде влажного пара или сухого насыщенного пара при отрицательной температуре и давлении выше $p_{\text{атм}}$ (точка 1) из испарителя III направляется в турбокомпрессор II, где хладогент адиабатно сжимается от давления p_1 до давления p_2 (температура пара становится выше температуры охлаждающей воды) процесс 1 – 2 на Ts-диаграмме.

Сжатый пар поступает в конденсатор IV (охладитель), где при $p = \text{const}$ происходит конденсация пара за счет отдачи теплоты охлаждающей воде. Отметим, что если хладагент является влажным паром отвод теплоты (парообразование) происходит полностью при изотермных условиях.

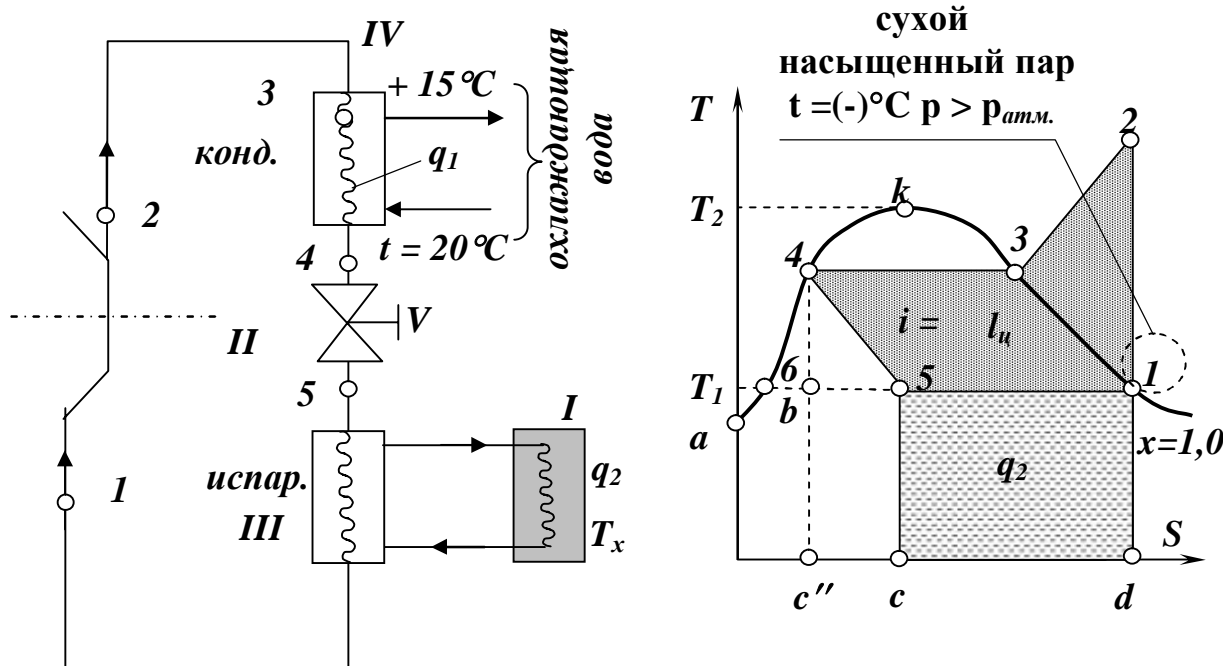


Рисунок - Схема парокомпрессионной холодильной установки

I - охлаждаемая камера; II – турбокомпрессор;
 III – испаритель; IV – конденсатор;
 V – регулирующий (дроссельный) вентиль

В общем случае в охлаждаемую воду в процессе 2–3–4 отводится не только теплота парообразования, но и теплота перегрева пара.

В точке 4 пар полностью конденсируется.

Далее конденсат направляется в дроссельный вентиль при $i = \text{const}$, где дросселируется до давления испарения. В отличие от детандера редукционный вентиль позволяет осуществлять плавное регулиро-

вание температуры в охлаждаемом объеме посредством изменения степени открытия редукционного вентиля.

Процесс дросселирования протекает с понижением температуры. В испарителе III происходит процесс испарения 5 – 1 и хладагент поступает в компрессор после чего цикл повторяется.

Работа адиабатного сжатия хладагента в компрессоре (площадь 1-2-3-4-b-1). Теплота q_2 отведенная из холодильной камеры и затраченная на испарение хладагента на T s- диаграмме соответствует площади 5-1-d-c-5. Следовательно, холодильный коэффициент

$$\varepsilon_x = \frac{\text{пл.} 5-1-d-c-5}{\text{пл.} 1-2-3-4-b-1}. \quad (\quad)$$

Для парокомпрессионных холодильных установок в качестве хладагентов используются аммиак NH_3 ; фреон –14 (CF_4); фреон –13 (CClF_3); фреон-22. При $T_1 = 20^\circ\text{C}$ давление насыщенных паров аммиака составляет 857 кПа (8,74 ат.), тогда как $p = 98$ кПа (1 ат.) соответствует температура насыщения, равная -34°C .

Для фреонов (химическая стойкость, нетоксичность) температура кипения при $p_{\text{ат.}}$: CF_2Cl_2

Ф-14 кипит $T = -128^\circ\text{C}$

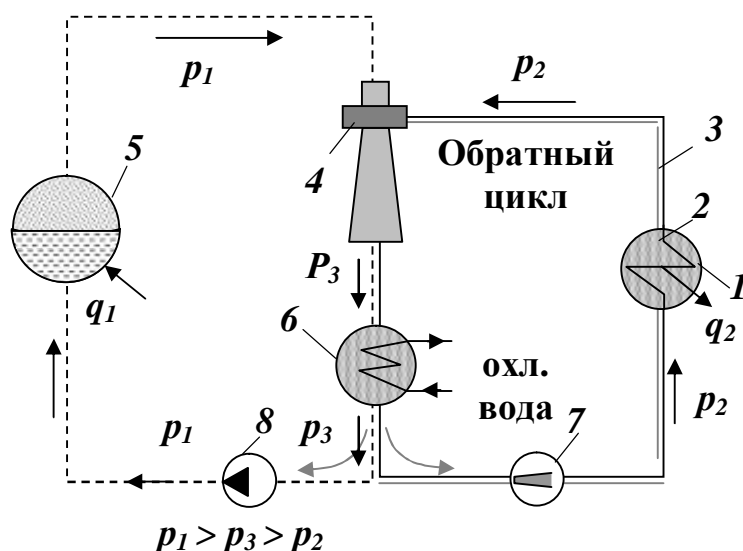
Ф-13 кипит $T = -82^\circ\text{C}$

Ф-22 кипит $T = -40,8^\circ\text{C}$

Ф-12 кипит $T = -29,8^\circ\text{C}$. Используется в бытовых холодильниках (нейтрален ко всем металлам)

10.4 Цикл парожекторной холодильной установки

Смесь паров (из котла с p_1 и из испарителя 2, по которому протекает влажный насыщенный пар хладагента при постоянном давлении p_2) поступивших из испарителя и котла проходит через диффузор эжектора, где давление смеси повышается и становится равным p_3 (рис.). Затем смесь направляется в конденсатор, где конденсируется. По выходе из конденсатора б образовавшаяся жидкость разделяется на два потока. Один поступает в дроссельный клапан 7, где давление повышается до p_2 , превращаясь снова во влажный насыщенный пар и поступает в испаритель.



- 1 – холодильная камера с испарителем 2;
- 3 – паропровод;
- 4 – смесительная камера эжектора;
- 5 – котел;
- 6 – конденсатор;
- 7 – дроссельный клапан (здесь давление конденсата понижается до p_2 , где он превращается во влажный пар);
- 8 – питательный насос.

Рисунок - Схема парозежекторной холодильной установки

Вторая часть потока, пройдя через питательный насос 8 повышает свое давление до p_1 . В котле к конденсатору подводится теплота q_1 , превращая его в пар.

Таким образом, в рассматриваемой холодильной установке протекает два цикла:

- один - прямой, в котором за счет q_1 , высокой температуры совершается механическая работа в эжекторе;
- второй цикл - обратный – вынесенная хладагентом теплота q_2 при сжатии ее в диффузоре переходит в другой, более высокий температурный уровень, а затем передается в окружающую среду через охлаждающую воду.

10.5 Цикл абсорбционной холодильной установки

В этих установках получение холода происходит за счет теплоты внешнего источника высокой температуры, в качестве хладагента используется влажный пар. Абсорбционная холодильная установка отличается от парокомпрессорной и парозежекторной способом сжатия пара, выходящего из испарителя. В качестве рабочего тела используется бинарный раствор, состоящий из двух компонентов, с различными температурами кипения при одинаковом давлении и полностью растворимыми друг в друге. Одно из этих веществ, кипящее при более низкой температуре, является хладагентом, а другое – с более высокой температурой кипения – абсорбентом или поглотителем. В рассматриваемой установке используется явление абсорбции пара жидким раствором. Абсорбция – поглощение вещества всем объемом поглощающего тела. Раствор из двух жидкостей – вода с температурой кипения ($100\text{ }^{\circ}\text{C}$) при $p_{\text{ат.}}$ и аммиак с температурой кипения 34°C при $p_{\text{ат.}}$. Первая из этих

жидкостей – вода – абсорбент (поглотитель), вторая – аммиак – хладагент. Отношение $\frac{m_a}{m_{\text{раств}}}$ – называется концентрацией аммиака. Если раствор подогреть, то после того как температура его, повышаясь, станет равной 34°C , начнется выпаривание аммиака и раствор находится в двух фазах – жидкой и парообразной. По мере приближения температуры раствора к температуре кипения воды концентрация жидкости уменьшается. В пределе, когда аммиак выпарится из раствора, концентрация его равна 0, а пар будет представлять чистый аммиак. Рассмотрим схему абсорбционной холодильной установки, рис. .

Пары аммиака высокой концентрации из котла поступают в конденсатор 2, где они концентрируются при $p = p_{\text{котл.}}$. Конденсат проходит дроссельный вентиль 3, где $p_{\text{конд.}} \ll$, дросселируется и затем поступает в испаритель 4, где степень сухости пара увеличивается за счет притока теплоты от охлаждаемого объема. Сухой насыщенный пар поступает в абсорбер 5, куда подается раствор аммиака в воде с T_1 .

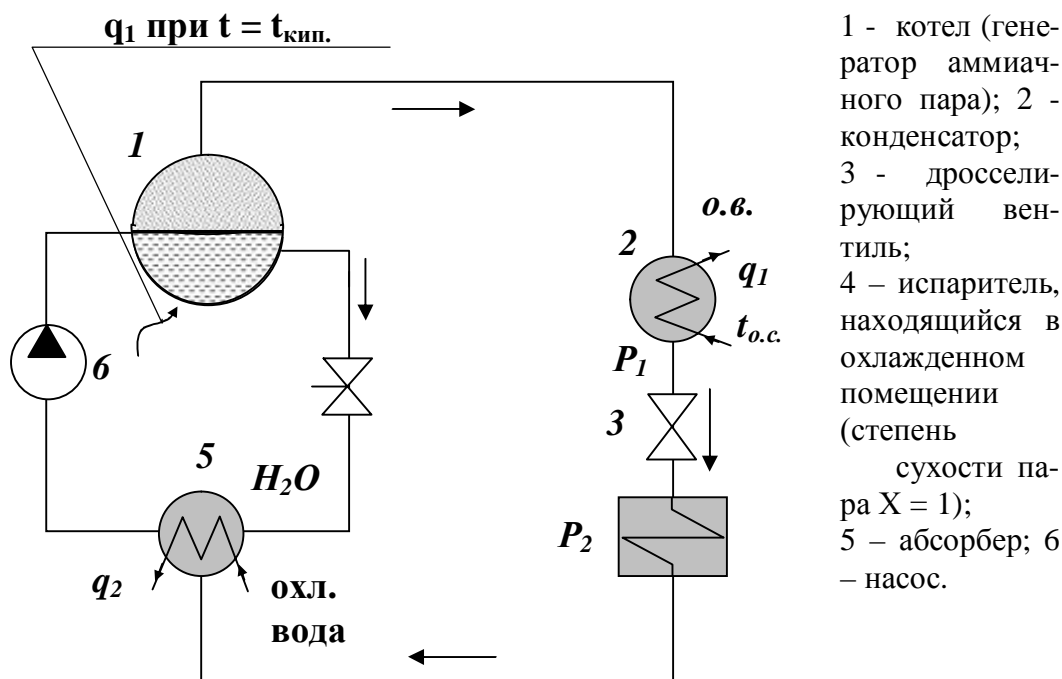


Рисунок – Схема абсорбционной холодильной установки

Так как температура пара, полученного из чистого аммиака, всегда ниже температуры пара, выпаренного из раствора, то раствор абсорбирует пар аммиака, теплота абсорбции отводится охлаждающей водой.

Степень сухости пара изменяется в пределах $0 \leq X \leq 1$ и определяется выражением

$$X = \frac{m_{\text{с.н.п.}}}{m_{\text{вл.}}};$$

где 1- сухой насыщенный пар

0 – кипящая вода

10.6 Цикл теплового насоса.

Принципиальная схема теплового насоса.

Высока стоимость установок кондиционирования воздуха как по капиталовложениям, так и по эксплуатационным расходам является препятствием для их широкого применения. Высокая стоимость обуславливается необходимостью применения холодильных машин для охлаждения воздуха в летнее время (3 – 4 месяца в году). Круглогодичное использование холодильных машин для целей отопления и вентиляции зданий является технически возможным, целесообразным, так как холодильная установка в летнее время работает для выработки холода (при поглощении тепла в испарителе), а в зимнее время – для теплоснабжения (при отводе его в конденсаторе).

Установки, в которых постоянно или временно используется тепло, отводимое от конденсатора холодильной установки называются тепловыми насосами. Тепловой насос – тепловая машина, работающая по обратному термодинамическому циклу и предназначенная для передачи более нагретому телу теплоты, отбираемой от менее нагретого тела (за

счет затраты работы цикла). Принцип работы был изложен Карно в 1824 г.

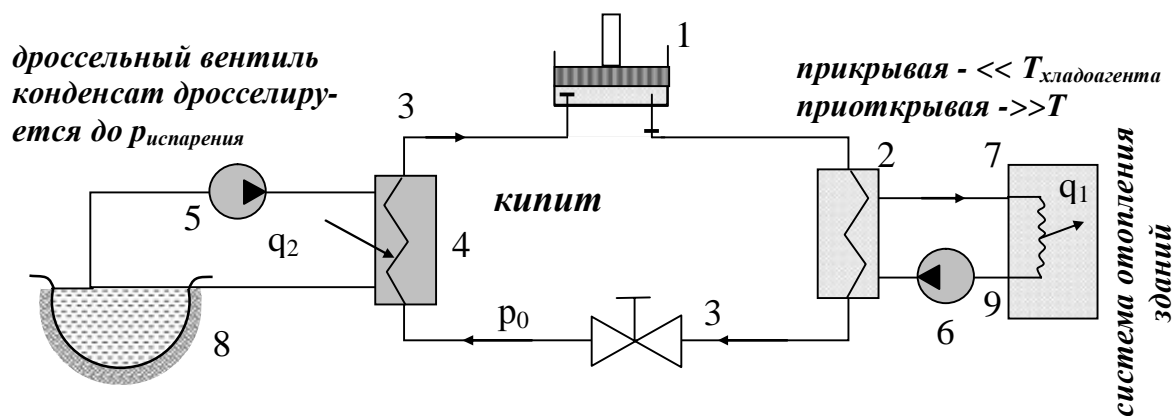


Рисунок – Схема теплового насоса

Тепловой насос (рис.) состоит из компрессора 1, конденсатора 2, регулирующего вентиля 3, испарителя 4.

При испарении хладагента (фреон) в испарителе 4 он кипит, воспринимая теплоту q_2 для своего кипения от воды, подаваемой насосом 5 из водоема 8. Затем пары хладагента направляются во всасывающую линию компрессора, где происходит их сжатие.

Из нагнетательной линии компрессора горячий хладагент поступает в конденсатор 2 холодильной установки, где теплота q_1 от нагретого в результате сжатия хладагента передается «обратной сетевой воде» системы отопления здания 9.

Отопительный коэффициент – отношение теплоты, передаваемой отапливаемому помещению к затраченному эффекту – работе цикла.

$$\varphi = \frac{Q_T}{860N_{эл.}},$$

где Q_T – количество тепла, отданное конденсатором;

$N_{эл.}$ – электрическая мощность, потребляемая всей установкой, кВт.

Использование тепла низкотемпературных источников для отопления осуществляется с помощью теплового насоса.

В испарителе за счет тепла, воспринятого от наружной среды (речная вода), происходит парообразование низкокипящего теплоносителя (фреон). Образовавшийся пар сжимается в компрессоре от T_1 до T_0 , затем пар поступает в конденсатор 3, где он отдает тепло в отопительную систему.

В дроссельном вентиле происходит понижение давления до p_0 . На рисунке * представлено два цикла в области влажных паров рабочего агента:

1-2-3-4-1 – цикл холодильной установки;

5-6-7-8-5 – цикл теплового насоса.

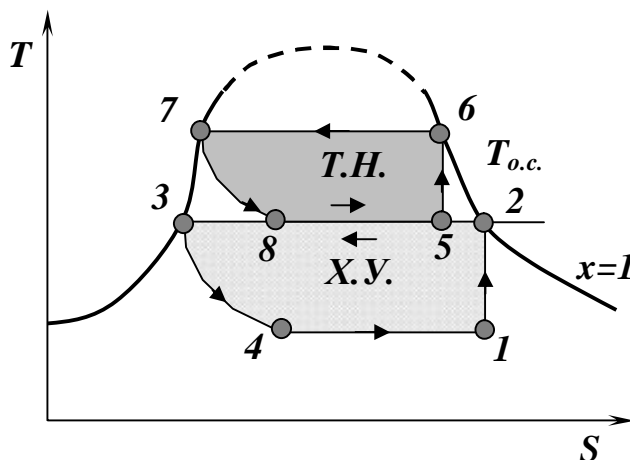


Рисунок – Циклы холодильной установки и теплового насоса в Ts - диаграмме

Цикл холодильной установки располагается ниже горизонтали, соответствующей температуре окружающей среды – T_0 , а цикл теплового насоса – выше нее

Для холодильной установки наружная среда является теплоприемником, в который сбрасывается тепло, отнимаемое от охлаждаемого объекта.

Для теплового насоса – она является источником тепла, которое передается на более высокий температурный уровень.

Отопительный коэффициент

$$\varphi = \frac{T}{T - T_0} = \frac{340}{340 - 275} = 5,2,$$

где T – температура теплоносителя в отопительной системе (340°K);

T_0 – температура внешней среды (275°K).

$$\varphi = \frac{q_1}{(\ell_{ц.})}, \quad ()$$

так как $q_1 = q_2 + (\ell_{ц.}) > \ell_{ц.}$, отопительный коэффициент $\varphi > 1$. Реально достижимые значения достигают 3...5. Это значит, расходуя единицу электрической энергии на привод компрессора теплового насоса, можно получить для целей отопления в 3...5 раз большее количество теплоты, чем при прямом использовании того же количества электроэнергии в нагревательных приборах.

В практике при применении теплового насоса на 1 кВт установленной мощности можно получить 3000 ккал холода в испарителе и одновременно 3700 ккал тепла в конденсаторе.

Если в теоретическом цикле теплового насоса использовать цикл Карно, то выражая отопительный коэффициент через абсолютные температуры по аналогии с холодильным коэффициентом, можно получить

$$\varphi = \frac{T_T}{T_T - T_{c_p}}, \quad ()$$

где T_T – температура нагреваемого тела, $^\circ\text{K}$;

T_{c_p} – температура окружающей среды, $^\circ\text{K}$.

Отсюда следует, что эффективность теплонасосной установки φ будет тем выше, чем ниже температура нагреваемого тела, и чем выше

температура источника тепла, от которого оно отводится (более выгодно применять речную, артезианскую, чистые воды коммунальных зданий, охлаждающую воду компрессоров и т.д.).

Пример: В холодильной установке с аммиачным компрессором пар аммиака поступает в компрессор при $t_{n_1} = -20^\circ\text{C}$ и степени сухости $x_1 = 1,0$.

Температура жидкого аммиака после конденсатора соответствует температуре кипения аммиака при давлении p_2 после компрессора и равна $t_{n_2} = +25^\circ\text{C}$. После адиабатного сжатия в компрессоре энтальпия перегретого пара аммиака $t_2 = 453 \text{ ккал/кгс}$ (определение по диаграмме $T - S$ для аммиака). часовая холодопроизводительность установки $Q_2 = 5000 \text{ ккал/ч}$. Определить удельную холодопроизводительность q_2 ; количество холодильного агента G , пропускаемого через установку за час; теоретический холодильный коэффициент ε ; теоретическую мощность компрессора N ; степень сухости пара после регулирующего вентиля x_4 .

Решение

Температура $t_{n_1} = -20^\circ\text{C}$ соответствует давлению насыщенного пара $p_1 = 1,94 \text{ кгс/см}^2$, температуре $t_{n_2} = +25^\circ\text{C}$ — давлению $p_2 = 10,23 \text{ кгс/см}^2$. По таблице насыщенного пара аммиака получаем $t_1 = 395,87 \text{ ккал/кгс}$ при $p_1 = 1,94 \text{ кгс/см}^2$; $t_3 = t_4 = 122,4 \text{ ккал/кгс}$ при $p_2 = 10,23 \text{ кгс/см}^2$.

Затем находим:

1. удельную холодопроизводительность

$$q_2 = t_1 - t_4 = 395,87 - 122,4 = 273,47 \text{ ккал/кгс}$$

2. количество холодильного агента

$$G = \frac{Q_2}{q_2} \frac{50000}{273,47} = 183 \text{ кгс / ч};$$

3. холодильный коэффициент

$$\varepsilon = \frac{t_1 - t_4}{t_2 - t_1} = \frac{395,87 - 122,4}{453,0 - 395,87} = \frac{273,47}{57,13} = 4,78;$$

4. теоретическую мощность компрессора

$$N = \frac{(t_2 - t_1)G}{860} = \frac{57,13 \cdot 183}{860} = 12,2 \text{ кВт};$$

5. сухость пара перед испарением, учитывая, что $t_4 = t'_1 + x_4 r_1$,

$$x_4 = \frac{t_4 - t'_1}{r_1} \quad (\text{для } p_1 = 1,94 \text{ кгс / см}^2).$$

По таблице имеем

$$t'_1 = 78,15 \text{ ккал / кгс},$$

$$r_1 = 317,72 \text{ ккал / кгс},$$

тогда

$$x_4 = \frac{122,4 - 78,15}{317,72} = \frac{44,25}{317,72} = 0,14 (14\%).$$

ОСНОВЫ ТЕПЛООБМЕНА

Глава одиннадцатая. ОСНОВНЫЕ ВИДЫ ТЕПЛООБМЕНА

Теория теплообмена изучает законы распространения и передачи теплоты между телами. Вместе с термодинамикой учение о теплообмене составляет теоретические основы теплотехники

Теплота распространяется в любых веществах и даже через вакуум.

Многие тепловые установки представляют собой теплообменные аппараты, т.е. устройства, в которых одно рабочее тело (жидкость или газ) отдает тепло другому. Работа таких аппаратов (котельные установки, конденсаторы, калориферные установки, теплообменники, отопительные батареи) во многом зависят от условий, в которых теплота от одного тела или его участка передается к другому. На практике встречаются два случая:

1. необходимо передать теплоту от одного тела к другому со значительной скоростью (теплота сгорания топлива \rightarrow теплоносителю поверхностям нагрева котла);
2. по возможности уменьшить интенсивность теплообмена между телами (потери тепла в окружающую среду паропроводами).

Теплообмен – самопроизвольный необратимый процесс распространения теплоты в жидких, твердых и газообразных средах или просто перенос теплоты от одной среды к другой. Теплообмен, согласно второму закону термодинамики, может происходить только при наличии разности температур и направлен в сторону уменьшения температуры.

Теплообмен является сложным процессом и включает три способа переноса теплоты:

- теплопроводность (кондукция);
- конвективный теплообмен (жидкость к поверхности тела);
- теплообмен излучением (носитель теплоты – фотон).

11.1 Теплопроводность

Теплопроводность - вид теплообмена (пористые тела) при котором перенос теплоты осуществляется микрочастицами вещества (молекулы, атомы, свободные электроны), перемещающимися из области высокой температуры в область низкой температуры.

Теплопроводность имеет место в твердых, газообразных и жидких телах. Внутри металлов теплота передается теплопроводностью, в газах и жидкостях – конвекцией.

Например, рассмотрим явление теплообмена в паровом котле. Тепло от дымовых газов передается как соприкосновением, так и излучением металлу трубок и от них – теплоносителю, движущемуся внутри трубок. В этом случае переход тепла в отдельности от газов к стенкам трубок и от стенок трубок к воде называется конвекцией. При конвекции происходит массообмен (кипящий слой). В жидкостях и газах передача тепла осуществляется теплопроводностью за счет молекулярной диффузии.

Теплообмен между поверхностью и средой происходит без контакта, на расстоянии – излучением.

Природа излучения – электромагнитные волны в определенном диапазоне (в диапазоне инфракрасного излучения).

Процесс теплопроводности связан с распределением температуры внутри тела. При изучении этого понятия необходимо установить определение **температурного поля и градиента температуры**.

Температура является основным параметром, характеризующим **тепловое** состояние тела и определяет степень его **нагретости**. В общем случае температура является функцией координат x, y, z и времени τ , т.е.

$$t=f(x, y, z, \tau).$$

Совокупность всех значений температуры в данный момент времени во всех точках пространства называется температурным полем Если температура с течением времени τ изменяется, то температурное поле называется

неустановившимся (нестационарным); если же температура во времени не меняется, то поле называется **стационарным**. Температурное поле может быть функцией трех (x, y, z) , двух (x, y) или одной (x) координаты. Соответственно различают: одно, двух и трехмерные температурные поля

$$\begin{array}{ll} t = f(x) & t = f(x, \tau) \\ t = f(x, y) & t = f(x, y, \tau) \\ t = f(x, y, z) & t = f(x, y, z, \tau) \end{array}$$

Если во всех точках температурного поля численные значения температур одинаковы, то поле называется **однородным**, если температуры в разных точках поля различны, то поле называется **неоднородным**. В температурном поле всегда имеются точки поля с одинаковой температурой, соединив их получим **изотермическую поверхность**, т.е. поверхность одинаковой температуры. Так как в одной точке пространства в данный момент времени не может быть двух разных значений температуры, то они не могут пересекаться.

Наиболее интенсивно теплота переносится в том направлении температурного поля, где выше изменение температуры, т.е. в направлении по нормали к изотермической поверхности

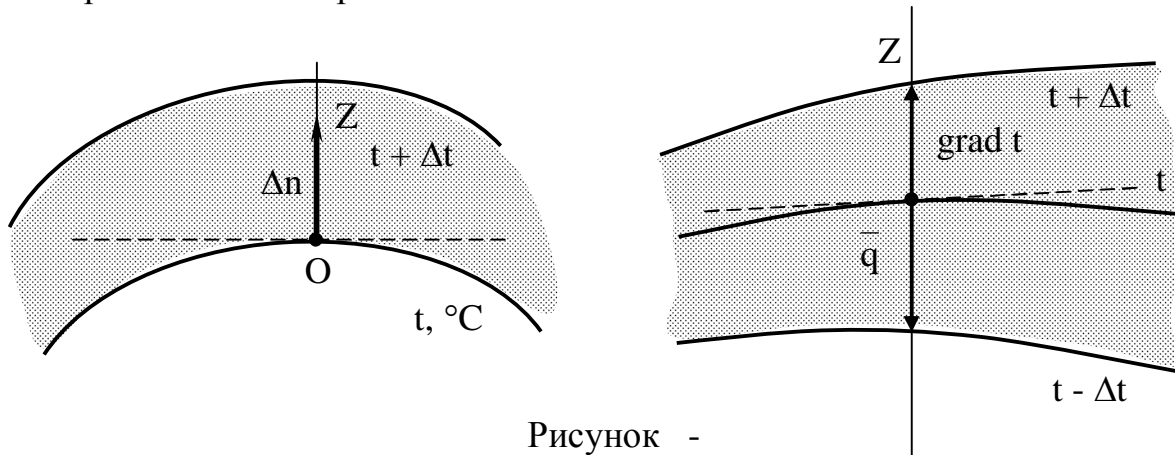


Рисунок -

Интенсивность изменения температуры в температурной поле характеризуется **градиентом температуры**: предел отношения изменения температуры (Δt) между двумя соседними изотермическими поверхностями к расстоянию (Δn) по нормали N , если величина Δn стремится к нулю

$$\lim_{\Delta n \rightarrow 0} \frac{\Delta t}{\Delta n} = \text{grad } t, \quad ()$$

Градиент температуры (grad t) – вектор, направленный по нормали к изотермическим поверхностям в сторону возрастания температуры [К/м]

Для характеристики интенсивности распространения теплоты в температурном поле вводится понятие **плотность теплового потока q**: количество теплоты, переносимое через единицу площади изотермической поверхности (м²) за единицу времени (1 с).

$$q = [\text{Дж/с} \cdot \text{м}^2] = [\text{Вт/м}^2]$$

Плотность теплового потока – вектор, направленный, подобно градиенту температуры, по нормали к изотермической поверхности (см. рис.), но в сторону уменьшения t°.

Общее количество теплоты Q (Дж), передаваемой через поверхность F (м²) в течение времени τ (с) определяется по формуле:

$$Q = qF\tau, \quad ()$$

11.2 Закон Фурье

Устанавливает количественную взаимосвязь между температурным полем и интенсивностью распространения теплоты в нем посредством теплопроводности. Фурье экспериментально установил, что количество переданной теплоты пропорционально падению температуры, времени и площади сечения, перпендикулярного направлению распространения теплоты.

Согласно закону Фурье, тепловой поток Q (Вт), проходящий через стенку, прямо пропорционален поверхности F, разности температур t_{ст1} – t_{ст2} и обратно пропорционален толщине стенки δ.

$$Q = \lambda F \frac{t_{\text{ст.1}} - t_{\text{ст.2}}}{\delta}, \text{ Вт}; \quad q = \frac{Q}{F}.$$

Плотность теплового потока Вт /м² равна

Если количество переданной теплоты отнести к единице площади сечения и единице времени, то можно записать:

$$dQ = -\lambda dF \text{grad} t d\tau, \text{ (Дж)}.$$

Согласно закону Фурье, вектор плотности теплового потока (\vec{q}) пропорционален вектору градиента температуры ($\vec{\text{grad}} t$) и противоположен по направлению

$$\vec{q} = -\lambda \text{grad} t, \quad ()$$

Формула является математическим выражением основного закона теплопроводности – закона Фурье. Знак "-" показывает, что векторы градиента температуры и плотности теплового потока направлены в противоположные стороны

Коэффициент пропорциональности λ называется **коэффициентом теплопроводности**, является физическим свойством вещества и характеризует его способность проводить теплоту:

$$\lambda = \frac{|\vec{q}|}{\text{grad} t} = \frac{Q}{F \tau \Delta t / \ell}; [\text{Вт/м}\cdot\text{К}]$$

Коэффициент теплопроводности **характеризует** интенсивность передачи тепла, численное значение которого равно количеству теплоты, которое передается через 1 м² за 1 с при изменении температуры на единице длины 1 м на 1 градус.

Коэффициент теплопроводности различных веществ **зависит** от структуры, влажности, давления и температуры. Коэффициент теплопроводности воды при 20°C и $p = 0,1$ МПа равен 0,026 Вт/м·К; воздуха (при тех же условиях) – 0,026 Вт/м·К.

С увеличением температуры коэффициент λ уменьшается у металлов, а для твердых неметаллических тел с увеличением температуры λ - увеличивается.

Материалы, коэффициент теплопроводности которых менее 0,25 Вт/м·К, называют теплоизоляционными.

Связь между изменениями температуры в пространстве и во времени устанавливается на основе первого и второго законов термодинамики и закона Фурье и выражается *дифференциальным уравнением теплопроводности*, имеющим в прямоугольных координатах для однородного изотропного тела следующий вид:

$$\frac{dt}{d\tau} = a \frac{\partial^2 t}{\partial X^2}.$$

Если температурное поле не изменяется во времени, т.е. $\frac{dt}{d\tau} = 0$, то температурное поле называется *стационарным*, при изменении же температуры – *нестационарным*.

Для одномерного стационарного температурного поля дифференциальное уравнение теплопроводности имеет вид:

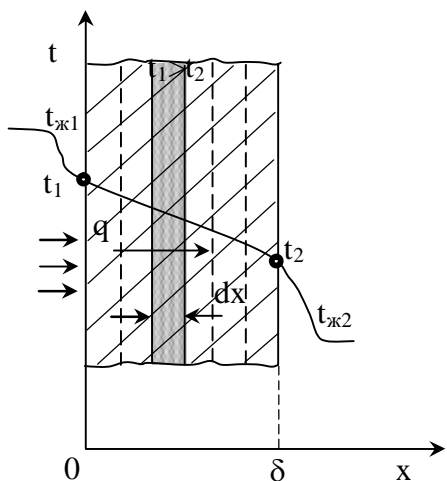
$$\frac{d^2 t}{dX^2} = 0, \quad ()$$

Дифференциальное уравнение теплопроводности, определяющее температурное поле твердого тела, выражает связь между изменением температуры во времени и ее распределением в пространстве. Левая часть уравнения характеризует скорость изменения температуры некоторой точки во времени, правая пространственное распределение температуры вблизи от этой точки.

11.3 Частные случаи теплопроводности при стационарном режиме

Установлению стационарного потока предшествует стационарный режим.

Теплопроводность однослойной плоской стойки. Рассмотрим однородную стенку толщиной δ с теплопроводностью $\lambda = \text{const}$. На наружных поверхностях стенки поддерживаются постоянные температуры t_1 и t_2 . Температура изменяется только в направлении оси X . Температурное поле одномерное, изотермические поверхности внутри стойки плоские и располагаются перпендикулярно оси.



На основании закона Фурье плотность теплового потока для б/м стенки $q = -\lambda \frac{dt}{dx}$ или

$$dt = -\frac{q}{\lambda} dx \quad (1)$$

Согласно закону Фурье, тепловой поток $Q(Bm)$ проходящий через стенку в единицу времени прямо пропорционален поверхности F разности температур и обратно пропорционален толщине стенки $\delta(m)$

$$Q = \lambda F \frac{t_{c1} - t_{c2}}{\delta}$$

Рисунок – Схема передача теплоты теплопроводностью через плоскую стенку

Плотность теплового потока q при стационарном тепловом режиме постоянна в каждом сечении, поэтому

$$t = -\frac{q}{\lambda} X + C$$

где C – постоянная интегрирования, "-" знак обусловлен тем, что температура по направлению потока уменьшается;

C – определяется из граничных условий первого рода (задаемся законом распределения температур на поверхности тела для любого момента времени): при $x = 0$ $t = t_1$; при $x = \delta$ $t = t_2$. Подставляя эти значения в уравнение имеем :

$$t_2 = -\frac{q}{\lambda} \delta + t_1. \quad (2)$$

Из полученного уравнения определим значение удельного теплового потока q

$$q = \frac{\lambda}{\delta} (t_1 - t_2) = \frac{\lambda}{\delta} \Delta t.$$

Отношение $\frac{\lambda}{\delta}$ – называется тепловой проводимостью стенки, т.е. какое количество теплоты проводит 1 м^2 стенки за единицу времени при температурном напоре 1 градус;

Количество теплоты переданной через единицу поверхности 1 м^2 в единицу времени, прямо пропорционально коэффициенту теплопроводности λ разности температур наружных поверхностей стенки, и обратно пропорционально толщине стенки δ .

Отношение $\frac{\delta}{\lambda}$ ($\text{К} \cdot \text{м}^2 / \text{Вт}$) называется **термическим сопротивлением стенки**, которое определяет падение температуры при прохождении через стенку теплового потока, плотностью $q = 1$

$$q = \frac{\Delta t}{\frac{\delta}{\lambda}},$$

аналогично закону Ома, где $\frac{\delta}{\lambda}$ – омическое сопротивление (или термическое сопротивление теплопроводности)

Термическое сопротивление стенки можно уменьшить, уменьшив ее толщину δ .

Незначительная толщина отложений на поверхности (сажа, накипь), имеющих низкие коэффициенты теплопроводности создает большое термическое сопротивление

Например, накипь и сажа в 1 мм создает термическое сопротивление, эквивалентное сопротивлению стальной стенки $\delta = 40 \text{ мм}$.

При постоянном значении коэффициента теплопроводности λ температура однородной стенки изменяется по линейному закону, а разность $t_1 - t_2 = \Delta t$ – называют температурным напором.

Теплопроводность многослойной плоской стенки (t_1 и t_4 – заданы, t_2 и t_3 – неизвестны)

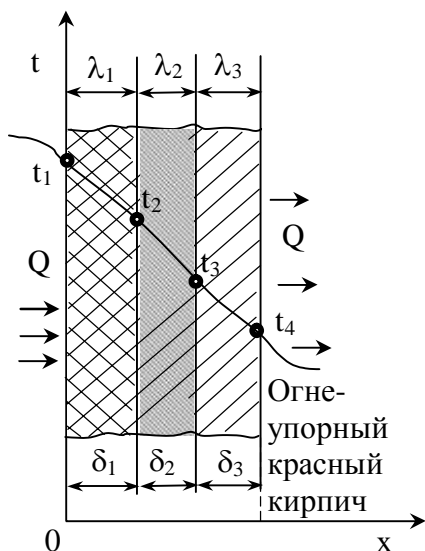


Рисунок Передача теплоты через многослойную стенку.

Стенки, состоящие из нескольких разнородных слоев, называются **многослойными**. Например, стены жилых домов – кирпичный слой (основной): внутри – штукатурка, с другой – внешняя облицовка. Облицовка печей, котлоагрегатов, теплоизоляция металлических труб с различными теплоносителями, имеющих на внутренних стенках слой накипи, влияющей на теплообмен трубы и теплоносителя.

Пусть через стенку, состоящую из трех слоев толщиной, соответственно δ_1 , δ_2 и δ_3 с коэффициентом теплопроводности λ_1 , λ_2 и λ_3 протекает в единицу времени стационарный поток теплоты Q . Известны температуры наружных поверхностей стенки t_1 и t_4 , а температуры внутри стенки на границе слоев t_2 и t_3 .

При **стационарном** режиме плотность теплового потока постоянна и для всех слоев одинакова.

$$q_1 = q_2 = q_3 = q$$

или для каждого слоя

$$q = \frac{\lambda_1}{\delta_1}(t_1 - t_2); \quad q = \frac{\lambda_2}{\delta_2}(t_2 - t_3); \quad q = \frac{\lambda_3}{\delta_3}(t_3 - t_4) \quad ()$$

на основании (..) запишем для каждой стенки

$$Q = \lambda \frac{t_1 - t_2}{\delta_1} F$$

$$Q_2 = \lambda_2 \frac{t_2 - t_3}{\delta_2} F$$

$$Q_3 = \lambda_3 \frac{t_3 - t_4}{\delta_3} F$$

Определим температурные напоры в каждом слое

$$t_1 - t_2 = q \frac{\delta_1}{\lambda_1}; \quad t_2 - t_3 = q \frac{\delta_2}{\lambda_2}; \quad t_3 - t_4 = q \frac{\delta_3}{\lambda_3} \quad ()$$

Сумма температурных напоров в каждом слое составляет полный температурный напор.

Складывая левые и правые части систем уравнений, получим температурный напор $t_1 - t_4 = \Delta t$

$$\Delta t = t_1 - t_4 = q \left(\frac{\delta_1}{\lambda_1} + \frac{\delta_2}{\lambda_2} + \frac{\delta_3}{\lambda_3} \right) \quad ()$$

Отсюда определим значение плотности теплового потока, проходящего через каждый слой:

$$q = \frac{(t_1 - t_4)}{\left(\frac{\delta_1}{\lambda_1} + \frac{\delta_2}{\lambda_2} + \frac{\delta_3}{\lambda_3} \right)}, \quad ()$$

тогда расчетная формула для n-слойной стенки

$$q = \frac{(t_1 - t_{n+1})}{\sum_{i=1}^n \frac{\delta_i}{\lambda_i}}, \quad ()$$

Из уравнения следует, что общее термическое сопротивление многослойной стенки равно сумме частных термических сопротивлений.

Стационарный поток теплоты Q определяется:

$$Q = \frac{(t_1 - t_4) \cdot F}{\left(\frac{\delta_1}{\lambda_1} + \frac{\delta_2}{\lambda_2} + \frac{\delta_3}{\lambda_3} \right)}, \quad ()$$

$\frac{\delta_1}{\lambda_1} = R_1; \quad \frac{\delta_2}{\lambda_2} = R_2; \quad \frac{\delta_3}{\lambda_3} = R_3$ – называется термическим сопротивлением стенки.

11.4 Теплопроводность через цилиндрическую стенку

Передача теплоты через цилиндрическую стенку имеет большое практическое значение, так как многие теплотехнические агрегаты имеют элементы в виде цилиндрических труб (например, через стенку паропровода).

Рассмотрим однородную цилиндрическую стенку (трубу) длиной ℓ , с внутренним радиусом r_1 и внешним r_2 . Коэффициент теплопроводности λ постоянен. Внутренняя и внешняя поверхности с температурами t_1 и t_2 , причем $t_1 > t_2$. Температура изменяется в радиальном направлении r , а по длине трубы и по ее периметру остается неизменной.

Изотермические поверхности цилиндрические.

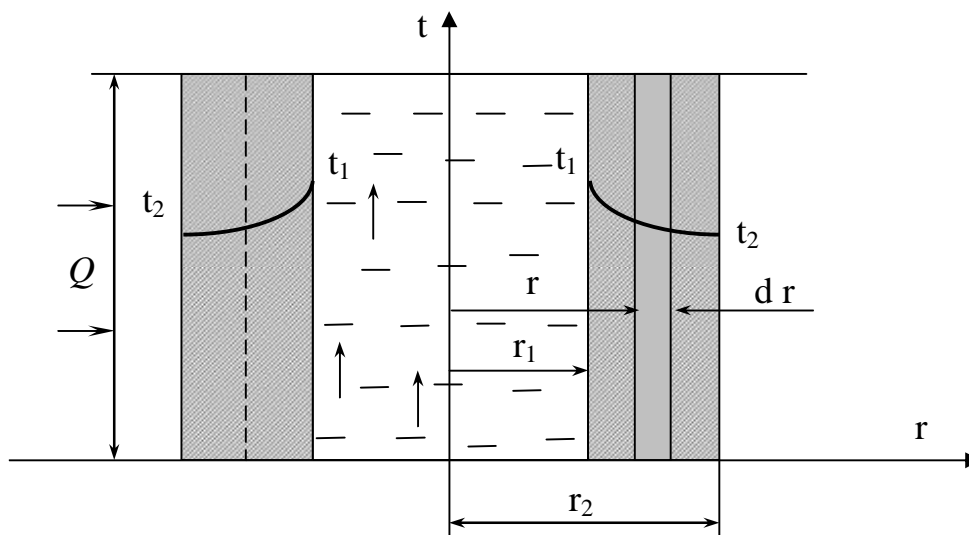


Рисунок - Передача теплоты теплопроводностью через однослойную цилиндрическую стенку.

Тепло, поступившее от находящейся внутри трубы среды (теплоноситель) на внутреннюю поверхность при распространении его к наружной, проходит через все увеличивающуюся поверхность, которая тем больше, чем больше наружный диаметр трубы. Для возможности, в этом случае воспользоваться уравнением Фурье, выделяем цилиндрические поверхности радиуса r и толщиной dr . Разность температур будет б.м. (dt). В этом состоит существенное от-

личие распространения тепла в цилиндрической стенке от рассмотренного случая для плоской стенки.

Согласно закону Фурье, количество теплоты, проходящее в единицу времени через этот слой равно:

$$Q = -\lambda F \frac{dt}{dr} = -2\lambda\pi r\ell \frac{dt}{dr}, \quad ()$$

где $F = 2\pi r\ell$, площадь через которую проходит тепловой поток

Разделив переменные, получим

$$dt = -\frac{Q}{2\pi\lambda\ell} \frac{dr}{r} \quad ()$$

После интегрирования получим

$$t = -\frac{Q}{2\pi\lambda\ell} \ln r + C \quad ()$$

Подставляя значения переменных на границах стенки (при $r = r_1$; $t = t_1$ и при $r = r_2$; $t = t_2$), исключая C имеет

$$t_1 = -\frac{Q}{2\pi\lambda\ell} \ln r_1 + C \quad (а)$$

$$t_2 = -\frac{Q}{2\pi\lambda\ell} \ln r_2 + C \quad (б)$$

вычитая из (а) \rightarrow (б) получим

$$t_1 - t_2 = \frac{Q}{2\pi\lambda\ell} (\ln r_1 - \ln r_2) = \frac{Q}{2\pi\lambda\ell} \ln \frac{r_2}{r_1} \quad \text{или}$$

$$t_1 - t_2 = \frac{Q}{2\pi\lambda\ell} \ln \frac{d_2}{d_1} \Rightarrow Q = \frac{2\pi\lambda\ell\Delta t}{\ln \frac{d_2}{d_1}} \quad ()$$

тогда зависимость для расчета теплового потока через цилиндрическую стопку равна

$$Q = \frac{\pi \ell (t_1 - t_2)}{\frac{1}{2\lambda} \ln \frac{d_2}{d_1}} \quad (*)$$

Количество тепла пропорционально длине ℓ , температурному напору $(t_1 - t_2)$ и обратно пропорционально $\ln \frac{r_2}{r_1}$.

$$Q = \frac{2\pi\lambda\ell}{\ln \frac{r_2}{r_1}} (t_1 - t_2) \quad ()$$

где r_1 и r_2 – внутренний и внешний радиусы стенки

Из (*) видно, что температура внутри цилиндрической стенки изменяется по логарифмическому закону. Справедлива и когда $t_1 < t_2$.

Количество теплоты, проходящее через стенку трубы, может быть отнесено либо к единице длины, либо к единице внутренней поверхности F_1 или к единице внешней поверхности F_2 , тогда

$$q_\ell = \frac{Q}{\ell} = \frac{\pi \Delta t}{\frac{1}{2\lambda} \ln \frac{d_2}{d_1}} \quad ()$$

$$q_{F_1} = \frac{Q}{F_1} = \frac{Q}{\pi d_1 \ell} = \frac{2\lambda(t_1 - t_2)}{d_1 \ln \frac{d_2}{d_1}}, \left(\frac{\text{Вт}}{\text{м}^2} \right) \quad ()$$

$$q_{F_2} = \frac{Q}{F_2} = \frac{Q}{\pi d_2 \ell} = \frac{2\lambda(t_1 - t_2)}{d_2 \ln \frac{d_2}{d_1}}, \left(\frac{\text{Вт}}{\text{м}^2} \right) \quad ()$$

Пример. Пароперегреватель выполнен из труб стали диаметром $d_1 / d_2 = 33 / 42$ мм. Коэффициент теплопроводности материала $\lambda = 14 \text{ Вт} / (\text{м} \cdot \text{К})$. Температура внешней поверхности трубы $t_2 = 580^\circ \text{C}$ внутренней $t_1 = 450^\circ \text{C}$. Определить плотность теплового потока q на 1 м длины.

Решение. Линейная плотность теплового потока определяется

$$q_{\ell} = \frac{(t_1 - t_2)\pi}{2,3 \cdot \frac{1}{2\lambda} \ell g \frac{d_2}{d_1}} = \frac{3,14(450 - 580)}{0,5 \cdot 14 \cdot 2,3 \ell g \frac{42}{32}} = -42100 \text{ Вт/м}$$

Знак (–) показывает, что тепловой поток Q_{ℓ} направлен внутрь трубы.

Пример. Стальной паропровод, наружный диаметр которого $d_2 = 160$ мм, а внутренний $d_1 = 120$ мм, покрыт двухслойной изоляцией, состоящей из асбеста толщиной 60 мм и войлока толщиной 20 мм. Коэффициент теплопроводности трубы $\lambda_1 = 58 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)}$. температура внутренней поверхности паропровода $T_1 = 673 \text{ К}$, а внешней поверхности изоляции $T_4 = 323 \text{ К}$. Определить тепловые потери 1м паропровода и максимальную температуру внешнего слоя изоляции.

Решение. По условию задачи $d_2 = 0,16 \text{ м}$; $d_1 = 0,12 \text{ м}$; $d_3 = 0,16 + 0,12 = 0,28 \text{ м}$; $d_4 = 0,28 + 0,04 = 0,32 \text{ м}$. Количество теплоты, передающейся через многослойную стенку от внутренней поверхности паропровода в окружающую среду:

$$Q = 2\pi\ell \cdot \frac{T_1 - T_2}{\frac{1}{\lambda_1} \ln \frac{d_2}{d_1} + \frac{1}{\lambda_2} \ln \frac{d_3}{d_2} + \frac{1}{\lambda_3} \ln \frac{d_4}{d_3}};$$

$$\ln \frac{d_2}{d_1} = \ln \frac{0,16}{0,12} \approx 0,29, \quad \ln \frac{d_3}{d_2} = \ln \frac{0,28}{0,16} \approx 0,56, \quad \ln \frac{d_4}{d_3} = \ln \frac{0,32}{0,28} \approx 0,13.$$

По табличным данным находим значение коэффициент теплопроводности для трубы, асбеста и войлока: $\lambda_1 = 58 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)}$; $\lambda_2 = 0,105 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)}$; $\lambda_3 = 0,046 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)}$.

$$\text{Тогда } Q = 2 \cdot 3,14 \cdot 1 \cdot \frac{673 - 323}{\frac{0,29}{58} + \frac{0,56}{0,105} + \frac{0,13}{0,046}} \approx 269 \text{ Вт}.$$

Для внешнего слоя изоляции при стационарном потоке теплоты можно записать

$$Q = 2\pi\ell\lambda_3 \frac{T_3 - T_4}{\ln \frac{d_4}{d_3}}.$$

Отсюда

$$T_3 = T_4 + \frac{Q \ln \frac{d_4}{d_3}}{2\pi\ell\lambda_3} = 323 + \frac{269 \cdot 0,13}{2 \cdot 3,14 \cdot 1 \cdot 0,046} \approx 444 K.$$

Ответ: $Q = 269 \text{ Вт}$; $T_3 = 444 K$.

11.5 Конвективный теплообмен

Конвективным теплообменом называется процесс переноса теплоты между поверхностью твердого тела и жидкой средой (газообразной) при ее продольном вынужденном течении. При этом перенос теплоты осуществляется одновременным действием теплопроводности и конвекции.

Явление теплопроводности в жидкостях и газах, также как и в твердых телах определяется коэффициентом теплопроводности и температурным градиентом. Явление конвекции – второй вид распространения теплоты. Здесь процесс переноса теплоты неразрывно связан с самой средой. Поэтому конвекция возможна лишь в жидкостях и газах, частицы которых могут перемещаться. Конвективный теплообмен – сложный процесс, зависящий от многих факторов: режима движения среды, скорости течения физических свойств среды, размеров и формы обтекаемого тела (стенки), степени ее шероховатости, температуры жидкости (газа) и температуры стенки t_c .

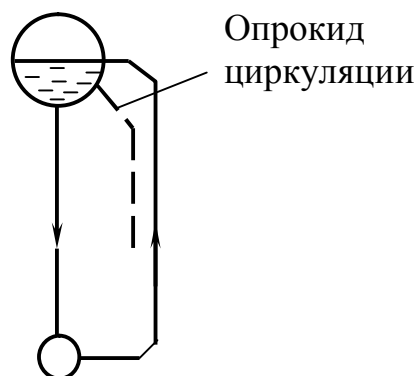


Рисунок – естественная циркуляция теплоносителя

В зависимости от причины возникновения течения (жидкости или газа) относительно стенки различают свободное (вследствие разности плотностей нагретых и холодных частей (циркуляция) (рис) и вынужденное (под действием посторонних возбудителей) – движение – действие ветра, насоса, вентилятора, дымососа, компрессора и т.д.

В связи с этим конвекция делится на свободную и вынужденную.

На интенсивность процесса конвективного теплообмена существенное влияние оказывает режим движения жидкости: ламинарный или турбулентный.

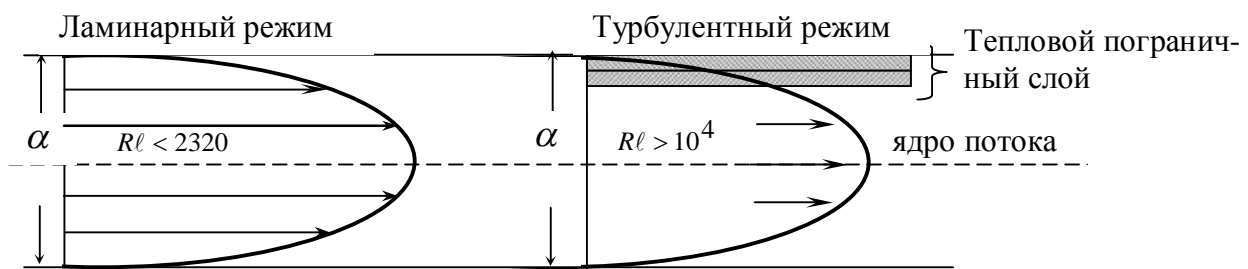


Рисунок – распределение скоростей и температур теплоносителя вдоль стенки при естественной конвекции

Критерием режимов является безразмерное число

$$Re = \frac{V \cdot d_{эк}}{\nu} \quad ()$$

где

$$\left(\nu = \frac{M^2}{c} \right), d_{эк} = 4R_r \quad ()$$

тогда

$$Re = \frac{V \cdot \rho \cdot \ell}{\mu}$$

где

$$\mu = \pm \frac{\tau}{\Delta u / \Delta y} \quad ()$$

или

$$\mu = \nu \cdot \rho [Pa \cdot c] \quad ()$$

Переход от ламинарного к турбулентному происходит при критической скорости и следовательно, критическом числе $Re_{кр}$.

При числе $Re > Re_{кр} = 2320$ – режим движения турбулентный, а при $Re < Re_{кр}$ ламинарный режим.

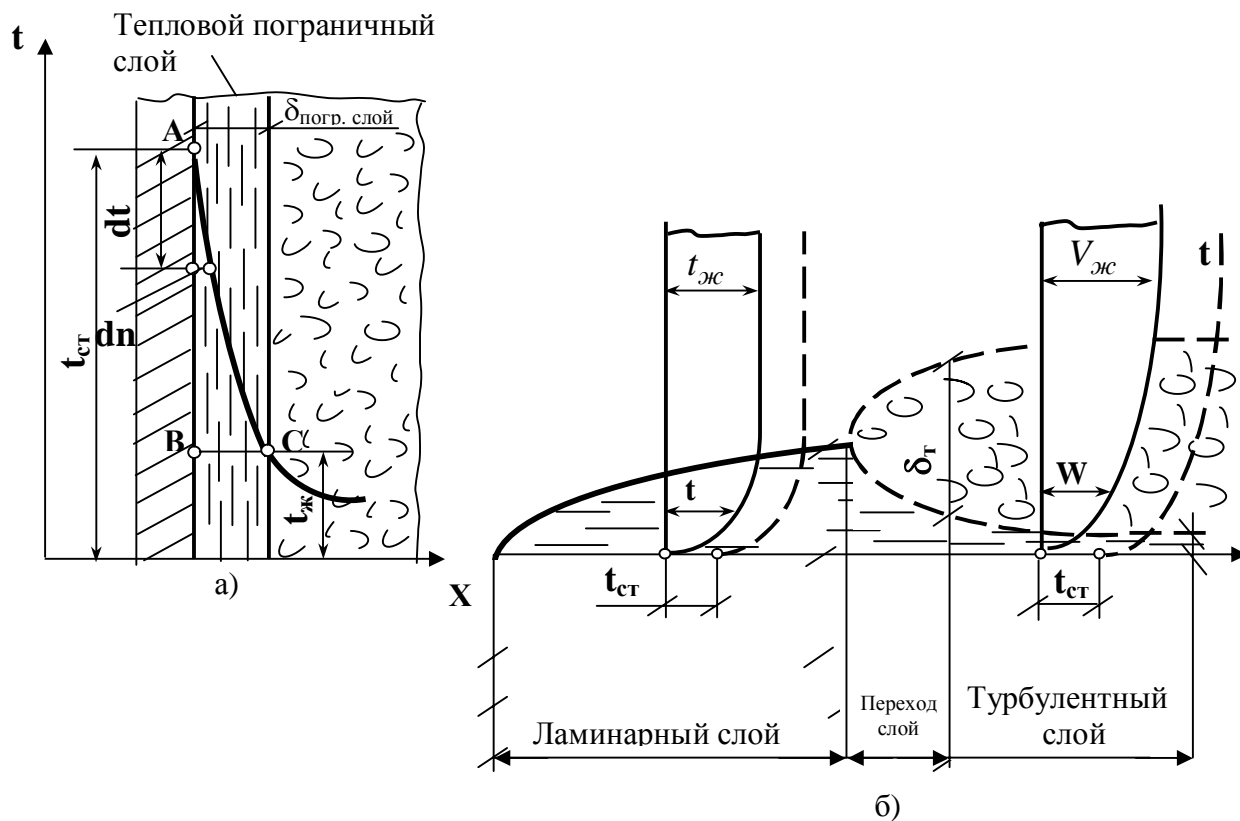


Рисунок – Характер изменения температуры в пограничном слое (а) и скорости в тепловом и динамическом пограничных слоях (б)

δ_l , δ_t – толщина пограничного слоя соответственно, ламинарного и турбулентного

При ламинарном течении перенос теплоты между слоями жидкости осуществляемая посредством теплопроводности, (рис.)

Турбулентность может быть естественная и искусственная (наличие в потоке гидравлических сопротивлений). При турбулентном режиме образуется тепловой пограничный слой, где перенос теплоты осуществляется теплопроводностью (рис.). В нем имеется большой поперечный градиент температуры. В ядре турбулентного потока вследствие интенсивного перемешивания жидкости температура изменяется незначительно (рис.) и передача теплоты осуществляется путем конвекции. Тепловой поток при конвективном теплообмене рассчитывают по формуле Ньютона – Рихмана

$$Q = \alpha F(t_{\text{ж}} - t_{\text{с}}) \quad ()$$

где F – площадь поверхности теплообмена, м^2 ;

α – коэффициент теплопередачи, $\text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$;

$t_{\text{ж}}$ и $t_{\text{с}}$ – температура потока жидкости и температура стенки, $^{\circ}\text{С}$.

Тепловой поток при конвективном теплообмене пропорционален площади поверхности стенки и разности температур жидкости и стенки.

Коэффициент теплоотдачи является сложной функцией различных величин:

$$\alpha = f(V, t_{\text{с}}, t_{\text{ж}}, \lambda, C_p, \rho, \mu, \ell, \ell_2, \Phi)$$

В качестве теплоносителей используют воздух, газы, воду, масла, бензин, нефть, смеси, расплавленные металлы и т.д.

Теплоотдача протекает различно в зависимости от рода и физических свойств теплоносителя.

C_p – удельная теплоемкость определяет количество теплоты, необходимое для нагревания 1 кг вещества на 1 градус.

Значения коэффициента теплоотдачи α определяют опытным путем, а при расчетах пользуются справочными расчетами.

11.6 Лучистый теплообмен

В теплотехнических установках, где преобладают высокие температуры (котельные установки, промышленные печи) теплообмен имеет первостепенное значение.

Лучистым теплообменом называется процесс передачи теплоты от одного тела к другому в форме лучистой энергии. Явление лучистого теплообмена – сложный процесс многократных поглощений и отражений, т.е. когда часть будучи отражена вновь возвращается к первоисточнику, замедляя процесс теплообмена.

Так, поверхность нагрева котельного агрегата за пределами топочной камеры воспринимают тепло за счет лучистого теплообмена. К ним относятся

ширмовый пароперегреватель, фестон. Полурadiационные поверхности нагрева воспринимают большую долю теплоты прямым излучением из ядра фамела (рис.). Количество теплоты излучением на поверхности нагрева котла примерно равно 50 % от всей теплоты получаемой при сгорании топлива в топочном пространстве.

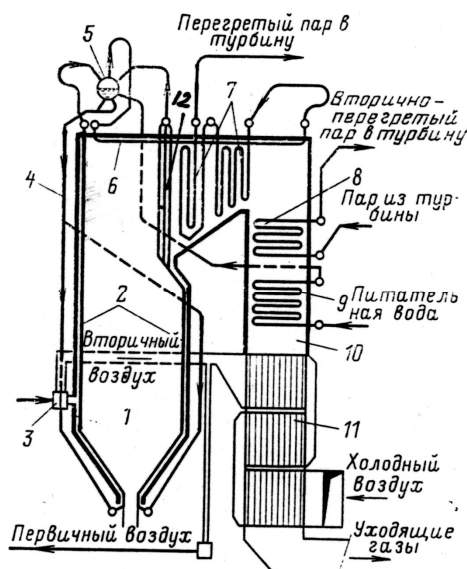


Рисунок. Схема барабанного котла

1 – топочная камера; 2 – топочные экраны; 3 – горелки; 4 – опускные трубы; 5 – барабан; 6 – радиационные пароперегреватель; 7 – конвективный пароперегреватель; 8 – промежуточный пароперегреватель; 9 – экономайзер; 10 – конвективный газоход; 11 – воздухоподогреватель; 12 – фестон.

Любое тело, температура которого не равна абсолютному нулю излучает электромагнитные волны. Из всех электромагнитных волн наибольшим тепловым действиям обладают электромагнитные колебания с длиной волны λ от 0,4 до 800 мкм включая световые и инфракрасные лучи. Эти лучи называются тепловыми.

В результате поглощения и излучения телами лучистой энергии происходит теплообмен между ними. Единицей измерения лучистой энергии служит джоуль. Количество энергии излучаемой единицей поверхности тела в единицу времени называется поверхностной плотностью измерения E , Вт/м². При площади поверхности S , общее количество энергии, излучаемой телом в единицу времени, называется лучистым потоком

$$ES = Q$$

Если на тело (рис.) в единицу времени падает Q_o энергии, то часть Q_R лучистого потока отражается, часть Q_A поглощается им, а часть Q_D проходит сквозь тело.

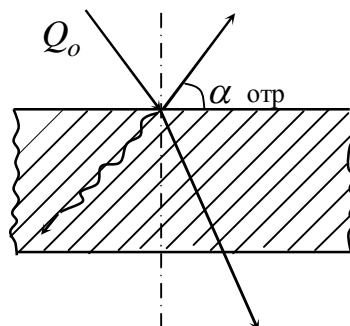


Рисунок. Распределения лучистой энергии, падающей на плоское тело

$$\text{т.е. } Q_o = Q_R + Q_A + Q_D \quad ()$$

разделив обе части на Q_o , получим

$$\frac{Q_o}{Q_o} = \frac{Q_R}{Q_o} + \frac{Q_A}{Q_o} + \frac{Q_D}{Q_o} \quad ()$$

где $Q_R/Q_o = R$ – отражательная способность тела;

$Q_A/Q_o = A$ – поглощательная способность тела;

$Q_D/Q_o = D$ – пропускающая способность тела.

При $A = 1$, ($R = D = 0$) тело поглощает все лучи и называется абсолютно черным, т.е. тело поглощающее тепловые лучи любой длинны волны и обладающее максимальной способностью к излучению (черное сукно поглощает 98 % падающего излучения: черный бархат 99,5 %).

При $D = 1$ ($R = A = 0$) тело полностью пропускает через себя лучистый поток и называется абсолютно прозрачным или диатермичным. Например, оконное стекло пропускает световые лучи и непрозрачно для ультрафиолетовых и инфракрасных лучей.

При $R = 1$ ($A = D = 0$) угол падения равен углу отражения телом и тело называется абсолютно белым. В природе нет ни абсолютно черных, ни абсолютно белых тел.

Если тело в одинаковой степени поглощает падающие лучи всех длин волн при любых температурах оно называется серым. Длины волн, используемые в теплотехнике, соответствует серым телам. Для поглощения и отражения тепловых лучей имеет значение не цвет, а состояние поверхности тела.

Энергия, излучаемая телом, измеряют плотностью теплового потока, а энергию приходящуюся на единицу длины, называют интенсивностью излучения

$$I_{\lambda} = f(\lambda, T) \text{ Вт/(м}^2\text{-м)} \quad ()$$

Энергия, измеряемая единицей поверхности абсолютно черного тела в единицу времени, пропорционально четвертой степени абсолютной температуры (закон Стефана – Больцмана)

$$E_o = \sigma_o T^4 \text{ Вт/м}^2 \quad ()$$

где σ_o – постоянная излучения абсолютно черного тела: $\sigma_o = 5.67 \cdot 10^{-8}$, Вт/(м²·м)

Для удобства расчетов в формулу () вводят величину $\sigma_o \cdot 10^8$, тогда

$$E_o = C_o \left(\frac{T}{100} \right)^4, \text{ Вт/м}^2 \quad ()$$

где C_o – коэффициент излучения абсолютного черного тела $C_o = 5,67$ (Вт/(м² · К²));

Для расчета теплотехнических установок законы излучения, установленные для абсолютно черного тела, имеет важное значение.

Например, топочное пространство котельного агрегата можно рассматривать как модель абсолютно черного тела, (рис.)

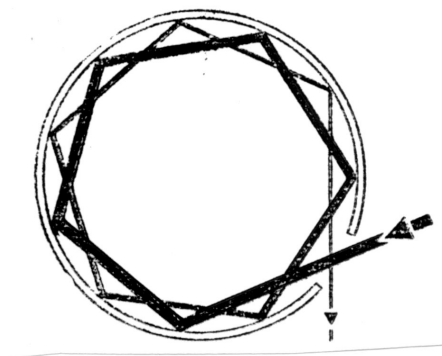


Рисунок – модель абсолютно черного тела

Для серого тела количество излучаемой энергии выражается аналогичной формулой, но с меньшим коэффициентом измерения C , т.е.

$$E = C(T / 100)^4, \text{ Вт/м}^2 \quad ()$$

где $C = \varepsilon C_o$ – коэффициент измерения серого тела;

ε – степень черноты серого тела, (ε тем больше, чем больше рассматриваемое тело отличается от абсолютно черного)

Материал	Температура, °C	ε	Материалы	Температура, °C	ε
Алюминий шероховатый	20 – 50	0,06–0,07	Масляная краска	100	0,95
Вода	0 – 100	0,95 – 0,96	Сталь окисленная	200 – 600	0,74–0,80
Кирпич красный		0,88 – 0,98	Уголь	100 – 600	0,81–0,79
Кирпич шамотный	1200	0,59	Штукатурка	10 – 90	0,91

Формула () может быть использована при тепловом расчете котельного агрегата по определению излучательной способности топки., поверхности слоя горящего топлива при слоевом сжигании топлива и при сжигании псевдоожиженном (кипящем) слое.

Поверхности нагрева, расположенные внутри топки, непрерывно излучают и поглощают тепловую энергию.

Так как их температуре различна, они не могут находиться в состоянии теплового равновесия. Температура топочного пространства. При этих условиях излучаемая способность труб меньше излучательной способности топки и ее стен. Следовательно, теплообмен излучением, проходящий между ними, осуществляется главным образом в направлении передачи энергии от топки к поверхности труб.

Если рассматривать параллельные поверхности со степенями черноты ε_1 и ε_2 и температурами, соответственно T_1 и T_2 , то количество энергии, которой они обмениваются равно

$$Q = S\sigma_{np} \left[\left(\frac{T_1}{400} \right)^4 - \left(\frac{T_2}{400} \right)^4 \right] \quad ()$$

где S – площадь поверхностей, м^2 .

σ_{np} – приведенный коэффициент излучения $\text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}^4)$, определяется по формуле

$$\sigma_{np} = \frac{\sigma_o}{\frac{1}{\varepsilon_1} + \frac{1}{\varepsilon_2} - 1} \quad ()$$

На практике, наряду с лучистым теплообменом (например, в котельных установках, в топочных устройствах) происходит и конвективный теплообмен.

Если передача теплоты от продуктов сгорания топлива и поверхности топки к поверхности происходит одновременно излучением и конвекцией, а передача теплоты через стенку обмуровки котла теплопроводностью, такой процесс теплообмена называется схожим.

В этом случае суммарный коэффициент теплоотдачи α определяется по уравнению

$$\alpha = \alpha_k + \alpha_u$$

где α_k – коэффициент теплоотдачи теплопроводностью

α_u – коэффициент теплоотдачи излучением

Рассмотрим процесс теплообмена в парообразующей экранной трубе

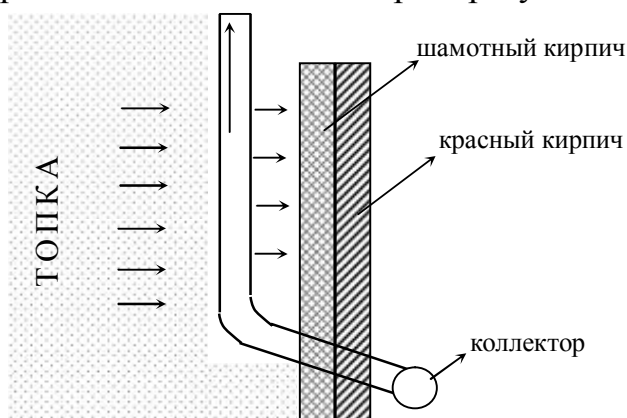


Рисунок – Процесс сложного теплообмена в точке котельного агрегата

Теплообмен в этом случае осуществляется:

- а) конвекцией – дымовые газы к поверхности стенки подъемной трубы;
- б) теплопроводностью при распространяемом потоке теплоты через стенку трубы;
- в) конвекцией на границе внутренней поверхности стенки трубы и нагревающейся котловой водой;

Количество теплоты для стационарного ?

$$\begin{aligned} Q &= \alpha_1 s (T'_\tau - T'_{cm}); \\ Q &= \lambda s \frac{T'_{cm} - T''_{cm}}{\delta_{cm}}; \\ Q &= \alpha_2 s (T''_{cm} - T''_{к.в.}) \end{aligned} \quad ()$$

где α_1 коэффициент теплоотдачи на границе греющие продукты сгорания топлива – твердая стенка трубы;

s – площадь поверхности трубы;

λ и δ_{cm} – соответственно коэффициент теплопроводности материала стенки трубы и ее толщина;

α_2 – коэффициент теплоотдачи на границе внутренней поверхности трубы – котловая вода.

Преобразуя записанные выражения, получим

$$\begin{aligned} T'_\tau - T'_{cm} &= Q \frac{1}{\alpha_1 s}; \\ T'_{cm} - T''_{cm} &= Q \frac{\delta_{cm}}{\lambda s}; \\ T''_{cm} - T''_{к.в.} &= Q \frac{1}{\alpha_2 s}. \end{aligned} \quad ()$$

Просуммировав левые и правые части уравнений () и () получим

$$T'_\tau - T''_{к.в.} = Q \left(\frac{1}{\alpha_1 s} + \sum \frac{\delta_i}{\lambda_i s} + \frac{1}{\alpha_2 s} \right)$$

отсюда

$$Q = KS(T_{\tau}' - T_{\kappa.в.}'') \quad ()$$

где K – коэффициент теплопередачи

$$K = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \sum \frac{\delta_i}{\lambda_i} + \frac{1}{\alpha_2}} \quad ()$$

Пример 1. Определить тепловой поток излучением между вертикальной плитой высотой 4 м и шириной 10 м с температурой $t_{C_1} = 100^\circ\text{C}$ и находящейся на некотором расстоянии от нее вертикальной стеной с температурой $t_{C_2} = 20^\circ\text{C}$. Степень черноты плиты и стенки принять одинаковой: $\varepsilon_1 = \varepsilon_2 = 0,9$.

Решение.

Тепловой поток определяем по формуле

$$Q = \frac{\sigma_o}{\frac{1}{\varepsilon_1} + \frac{1}{\varepsilon_2} - 1} F \left[(T_{C_1} / 100)^4 - (T_{C_2} / 100)^4 \right] = \frac{5,67}{\frac{1}{0,9} + \frac{1}{0,9} - 1} \cdot 40 \left[(3,73)^4 - (2,93)^4 \right] \\ = 22,69 \cdot 10^3 \text{ Вт.}$$

Пример 2. Определить коэффициент теплопередачи через обмуровку парового котла, омываемую изнутри дымовыми газами: $\alpha_1 = 22,2 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{K})$, а снаружи воздухом: $\alpha_2 = 8,9 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{K})$. Обмуровка состоит из двух слоев: шамотного кирпича $\delta_1 = 200 \text{ мм}$ и красного кирпича $\delta_2 = 250 \text{ мм}$.

Решение

По табличным данным коэффициенты теплопроводности шамотного кирпича $\lambda_1 = 0,16 \text{ Вт}/(\text{м} \cdot \text{K})$ и красного кирпича $\lambda_2 = 0,25 \text{ Вт}/(\text{м} \cdot \text{K})$.

Подставив числовые значения в формулу () получим

$$K = \frac{1}{\frac{1}{22,2} + \frac{0,2}{0,16} + \frac{0,25}{0,25} + \frac{1}{8,9}} = 0,42 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{K})$$

Пример 3. Определить количество теплоты, которым обмеживаются в течении 1 часа каждый квадратный метр поверхности кирпичного свода топки,

имеющего температуру 1273 к, с поверхностью нагрева из стальных труб котла, температура которых 573 к.

Решение.

По табличным данным находим степень черноты огнеупорного кирпича $\varepsilon_1 = 0,64$ и стальной трубы $\varepsilon_2 = 0,8$. Тогда приведенный коэффициент

$$\sigma_{пр} = \frac{5,67}{\frac{1}{0,6} + \frac{1}{0,8} - 1} \approx 3,0 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$$

Количество теплоты $Q = 3600 \cdot 3,0(12,73^4 - 5,73^4) = 112 \text{ МДж}/(\text{м}^2 \cdot 4)$

11.7 Теплообменные Аппараты

Устройства, предназначенные для передачи теплоты от греющего теплоносителя (с более высокой температурой) к нагреваемому теплоносителю (с низкой температурой).

В качестве теплоносителей используется водяной пар, горячая вода, воздух, дымовые газы.

К теплообменным аппаратам относятся: паровой котел (между газом и теплоносителем высокого и низкого давлений); подогреватели (тепло от пара или воды к другой воде) паропреобразователи высокого и низкого давлений (пар одних параметров в пар других параметров); калориферные установки шахт, охладители в гидроприводе.

В зависимости от способа передачи теплоты и конструкции теплообменные аппараты делят на смесительные, регенеративные и рекуперативные (с неподвижной поверхностью нагрева).

В смесительных теплообменных аппаратах процесс теплопередачи происходит путем непосредственного соприкосновения и смешения горячего и холодного теплоносителей.

В этом случае теплопередача протекает одновременно с материальным обменом. Например: градирни, деаэраторы котельных, скрубберы и т.д.

В регенеративных теплообменных аппаратах (аппараты периодического действия) теплообмен осуществляется следующим образом: поверхность нагрева (специальные насадки из кирпича, керамики) омывается греющим теплоносителем (продукты сгорания топлива) - температура его повышается. Затем подача греющего теплоносителя прекращается, а на нагретую поверхность направляется поток нагреваемого теплоносителя, который отнимает теплоту (регенераторы мартеновских и стеклоплавильных печей).

В рекуперативных теплообменных аппаратах (аппараты непрерывного действия) – передача теплоты от греющего теплоносителя к нагреваемому осуществляется через разделяющую перегородку (стенка трубы в пароперегревателях и воздухоподогревателях экономайзере котельных установок, воздухоподогреватели доменных печей).

Количество теплоты Q зависит от средней разности температур (Δt) между греющим и нагреваемым теплоносителем.

По направлению движения греющего и нагреваемого теплоносителей теплообменами делятся на: противоточные; прямоточные; с перекрестным и смешанным движением.

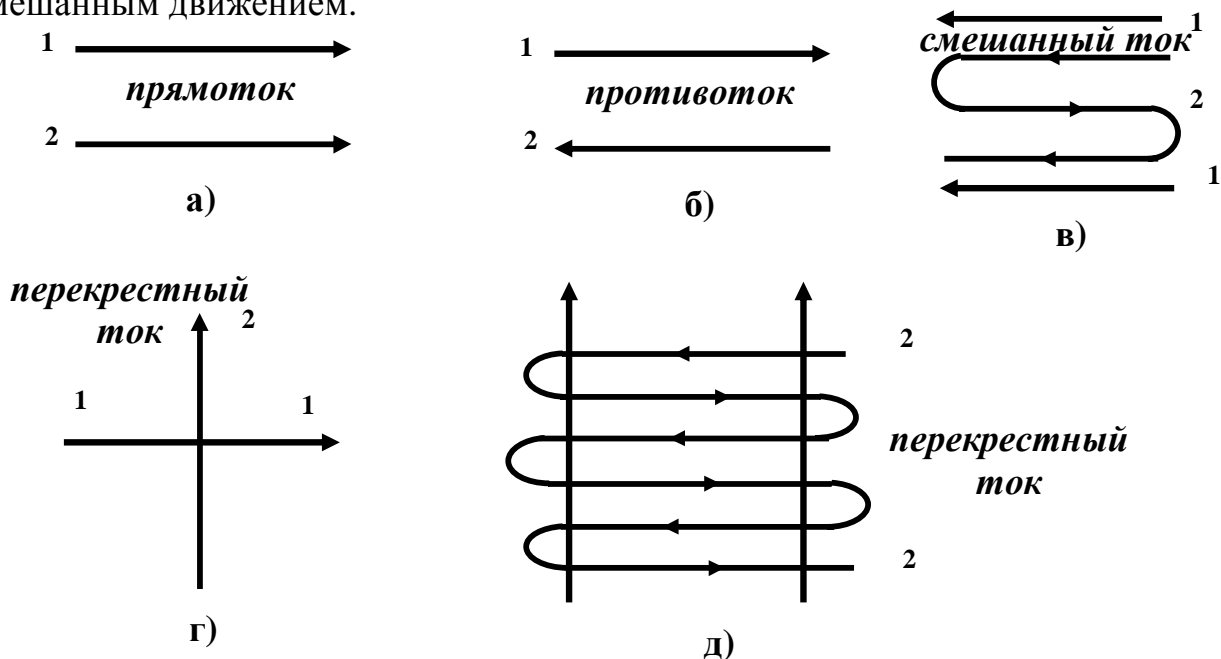
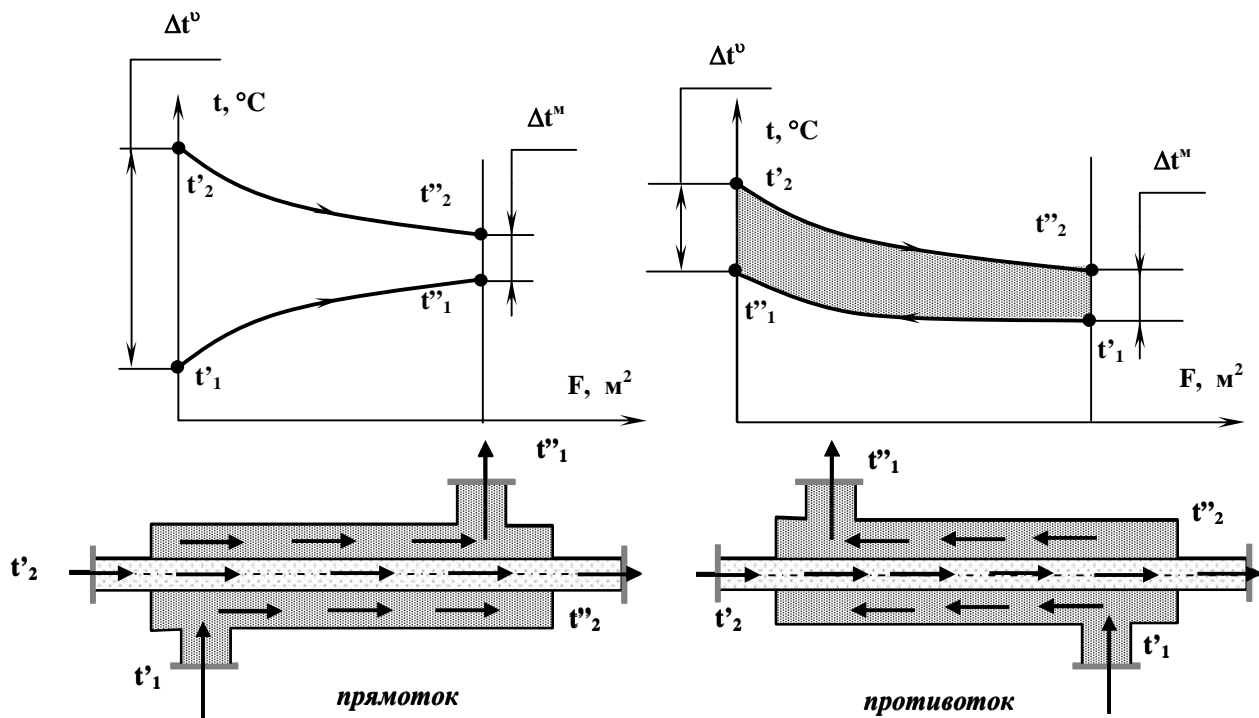


Рисунок – Схемы движения теплоносителей в рекуперативных теплообменных аппаратах

При параллельном токе обе жидкости, греющая и нагреваемая согреваемая, движутся вдоль поверхности нагрева в одном направлении при противотоке движение жидкостей встречное.

Рассмотрим принципиальные схемы прямоточного и противоточного рекуперативных теплообменников и графики изменения температур



а – прямоток б – противоток

Рисунок - Схемы изменения температур теплоносителей в зависимости от вида их движения

Тепловой расчет теплообменных аппаратов может быть конструкторским, целью которого является определение площади поверхности теплообмена и проверочным, при котором устанавливается режим работы аппарата и определяются конечные температуры теплоносителей.

При тепловых расчетах теплообменных аппаратов определяют либо поверхность $F(\text{м}^2)$ теплообмена (конструкторский), либо мощность теплового потока ($Q, \text{Вт}$) и температуру нагреваемого теплоносителя на выходе (t''_1) (проверочный).

Для решения используют уравнения теплового баланса и теплопередачи:

$$Q = kF (t_1 - t_2) \quad (\quad)$$

Уравнение теплового баланса определяет, что количество теплоты, теряемое греющим теплоносителем в единицу времени (Q_2) равно (Q_1) количеству теплоты воспринимаемой нагреваемым холодным теплоносителем.

Уравнение теплового баланса утверждает, что при отсутствии потерь теплоты в окружающую среду через стенки аппарата, количество теплоты, теряемое греющим теплоносителем в единицу времени (Q_2), равно количеству теплоты, воспринятой нагреваемым холодным теплоносителем.

$$Q_1 = Q_2 \quad ()$$

$$\text{или } Q_1 = Q_2 + \Delta Q, \quad ()$$

где ΔQ – потери теплоты через стенку аппарата (в действительности эти потери составляют $1 \div 8 \%$).

Зная температуры греющего и нагреваемого теплоносителя на входе (t'_1 и t''_2) и на выходе (t''_1 и t'_2) теплообменного аппарата; расходы теплоносителей (G_2 и G_1 , кг/с), их средние массовые теплоемкости (C_{p1} и C_{p2}) можно подсчитать мощность тепловых потоков Q_1 и Q_2

$$\left. \begin{aligned} Q_1 &= G_1 C_{p1} (t''_1 - t'_1) \\ Q_2 &= G_2 C_{p2} (t'_2 - t''_2) \end{aligned} \right\} \quad ()$$

Система уравнений (расчетные уравнения теплового баланса) позволяет определить либо расход одного из теплоносителей, либо одну из температур.

Уравнение теплопередачи показывает, что теплота равна

$$Q_2 = Q_1 = KF\Delta t, \quad ()$$

где K – коэффициент теплопередачи, числовое значение его определяет мощность теплового потока, проходящего от одного теплоносителя к другому через единицу поверхности стенки, разделяющей эти теплоносители, при разности температур в 1°C , Вт/(м²·К);

Δt - средний температурный напор.

Средний температурный напор Δt зависит от вида движения теплоносителей (прямоток, противоток).

Средняя логарифмическая разность температур

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

где $\Delta t^{\text{б}}$ и $\Delta t^{\text{м}}$ - берут из справочника.

Рекуперативные теплообменные аппараты противоточного типа в практике используют значительно чаще, поскольку они имеют большее значение Δt при одинаковых с прямотоком значениях температур теплоносителей, а следовательно и меньшую площадь теплообмена $F \text{ (м}^2\text{)}$, т.е. более компактны.

В тепловых расчетах важное значение имеет величина, называемая водяным эквивалентом.

$$\rho \cdot f \cdot \omega \cdot c = M \cdot c = W \text{ (Дж/с) = Вт/}^{\circ}\text{C}.$$

Водяной эквивалент теплоносителя – числовое значение его как бы определяет количество воды, равноценное по теплоемкости расходу рассматриваемого теплоносителя в единицу времени

$$W = G \cdot C_p,$$

где $G = \rho \cdot \omega \cdot f$ – массовый расход теплоносителя;

ω - скорость теплоносителя

f – площадь сечения канала;

C_p - полная теплоемкость среды, при $p = \text{const}$.

В тепловых схемах котельных широко используются пароводяные и водоводяные теплообменные аппараты, рис

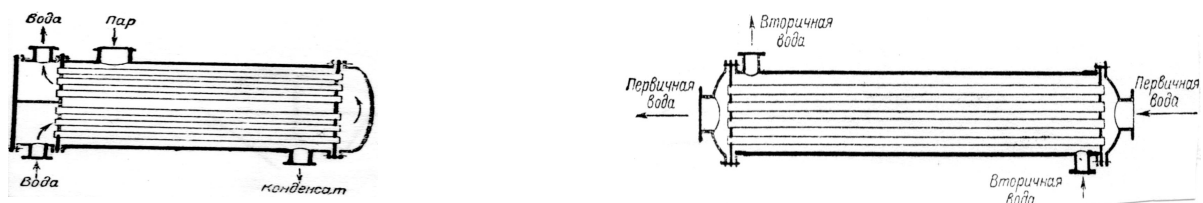


Рисунок - Схема пароводяного и водоводяного теплообменного аппарата

Пример 1. В маслоохладителе температура масла понижается от $t_1' = 59^\circ\text{C}$ до $t_1'' = 50^\circ\text{C}$, а температура воды при этом повышается от $t_2' = 9^\circ\text{C}$ до $t_2'' = 18^\circ\text{C}$

Найти средний перепад температур при прямотоке и расхождение этих перепадов температур в процентах.

Решение. 1. В данном случае перепады температур обеих жидкостей (масла и воды) одинаковы:

$$t_1' - t_1'' = 59 - 50 = 9^\circ\text{C};$$

$$t_2'' - t_2' = 18 - 9 = 9^\circ\text{C}.$$

При равенстве перепадов температур охлаждающей и охлаждаемой жидкостей их условные эквиваленты равны.

2. Из равенства $W_1 = W_2$ следует, что при противотоке перепад температур по всей поверхности теплообмена одинаков:

$$\Delta t_{\text{прот.}} = t_1' - t_1'' = t_2' - t_2'' = 59 - 18 = 50 - 9 = 41^\circ\text{C}.$$

3. При прямотоке перепады температур при входе и при выходе составляют:

$$\Delta t_{\text{прям.}}' = t_1' - t_2' = 59 - 9 = 50^\circ\text{C}.$$

$$\Delta t_{\text{прям.}}'' = t_1'' - t_2'' = 50 - 18 = 32^\circ\text{C}$$

4. Среднелогарифмический перепад температур при прямотоке

$$\Delta t_{\text{ср.}} = \frac{\Delta t' - \Delta t''}{2,3 \lg \frac{\Delta t'}{\Delta t''}} = \frac{50 - 32}{2,3 \lg \frac{50}{32}} = 40,3^\circ\text{C}.$$

5. Расхождение в перепаде температур составляет

$$\frac{\Delta t_{\text{прот.}} - \Delta t_{\text{прям.}}}{\Delta t_{\text{прот.}}} = \frac{41 - 40,3}{41} \cdot 100 = 1,7\%.$$

Пример 2. Определить тепловой поток Φ и конечную температуру газообразных продуктов сгорания t_1'' на выходе из конвективной части котла, если расход топлива $B=250$ кг/ (0,0694 кг/с), относительная масса образующихся га-

зообразных продуктов сгорания (т.е. масса, приходящаяся на 1 кг топлива) $m_{от.} = 17,5$, средняя удельная теплоемкость газов $c_{pm} = 1,26 \text{ кДж}/(\text{кг} \cdot ^\circ\text{C})$; коэффициент теплопередачи газообразных продуктов сгорания к воде $\alpha = 32,3 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{C})$ начальная температура газов на входе в конвективную часть котла $t_1 = 1005^\circ\text{C}$, температура воды в котле $t_2 = 213,9^\circ\text{C}$ (при давлении $p = 2,01 \text{ МПа}$); площадь поверхности нагрева конвективной части котла $F = 78,5 \text{ м}^2$.

Решение. 1. Условный эквивалент газообразных продуктов сгорания равен

$$W_1 = V m_{от} c_{pm} = 0,0694 \cdot 17,5 \cdot 1,26 \cdot 10^3 = 1528 \text{ Вт}/^\circ\text{C}.$$

2. Условный эквивалент поверхности нагрева

$$\kappa F = 32,3 \cdot 78,5 = 2538 \text{ Вт}/^\circ\text{C}.$$

3. Показатель теплопередачи

$$x = \kappa F / W_1 = 2538 / 1528 = 1,66.$$

4. По табличным значениям при $x = 1,66$ $e^{-x} = 0,194$.

5. Конечная температура газообразных продуктов сгорания определяется из уравнения

$$t_1' - t_1'' = (t_1' - t_2)(1 - e^{-x}) = (1005 - 213,9)(1 - 0,194) = 638^\circ\text{C},$$

откуда

$$t_1'' = t_1' - 638 = 1005 - 638 = 367^\circ\text{C}.$$

6. Тепловой поток равен

$$\Phi = W_1(t_1' - t_1'') = 1528 \cdot 638 = 975 \cdot 10^3 = 975 \text{ кВт}.$$

Пример 3. Вычислить коэффициент теплопередачи для воды, подогреваемой в трубчатом теплообменнике, состоящем из труб диаметром $40 \times 2,5 \text{ мм}$. Вода идет по трубам со скоростью 1 м/с . Средняя температура воды $47,5^\circ\text{C}$. Температура стенки трубы 95°C , длина трубы 2 м .

Решение. Определяем режим течения:

$$Re = \omega d \rho / \mu = 1 \cdot 0,035 \cdot 989 / (0,57 \cdot 10^{-3}) = 60800,$$

где $0,57 \cdot 10^{-3}$ Па·с – динамический коэффициент вязкости воды при 47,5 °С (табличные данные);

$\rho = 989$ кг/м³ – плотность воды при 47,5 °С.

Значение $Re > 10000$. Коэффициент теплопередачи определяем по формуле:

$$Nu = 0,021 \varepsilon_i Re^{0,8} Pr^{0,43} (Pr/Pr_{ст})^{0,25}$$

Здесь $\varepsilon_i = 1$ – для $L/d = 2000/35 = 57$;

$Pr/Pr_{ст} = 3,74/1,85 = 2,02$, где $Pr = 3,74$ при $t_{ж.ср.} = 47,5^\circ\text{C}$;

$Pr_{ст} = 1,85$ при $t_{ст.} = 95^\circ\text{C}$.

По номограмме находим $Nu = 300$, откуда

$$\alpha = Nu \cdot \lambda / d = 300 \cdot 0,643 / 0,035 = 5510 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}).$$

Здесь $\lambda = 0,643$ Вт/(м²·К) – коэффициент теплопроводности воды при 47,5 °С.

**Контрольные вопросы и задачи
для
самостоятельного решения**

Контрольные вопросы

1. Что такое рабочее тело?
2. Каким основным параметрами состояния характеризуется рабочее тело?
3. Как определяется абсолютное давление газа по заданному избыточному давлению и по заданному разрежению?
4. Напишите соотношения между единицами измерения давления.
5. Напишите уравнение состояния идеального газа для 1 кг и для произвольной массы.
6. Чем отличается реальный газ от идеального?
7. Как определить газовую постоянную отдельного газа, имея универсальную газовую постоянную?
8. Дайте понятие закона Дальтона.
9. Объясните, что такое парциальное давление и парциальный объем газа.
10. Как определить плотность газовой смеси при задании ее объемными долями?
11. Дайте определение средней и истинной теплоемкостей
12. Укажите размерности массовой, объемной и молярной теплоемкостей.
13. Как определяются массовая и объемная теплоемкости на основании молярной теплоемкости?
14. От каких параметров зависит теплоемкость?
15. Как определить при помощи таблиц (см. приложение 3) средних теплоемкостей количество теплоты на нагрев произвольной массы газа от t_1 до t_2 °C?
16. Напишите выражение для массовой теплоемкости смеси идеальных газов при задании смеси массовыми долями.
17. Дайте определение термодинамического процесса.
18. Объясните сущность равновесного и не равновесного процессов.
19. Дайте формулировку и напишите математическое выражение первого закона термодинамики.

20. Напишите математическое выражение первого закона термодинамики для потока газа.
21. Назовите основные термодинамические процессы.
22. В чем измеряется удельная энтропия и как подсчитывают ее изменение?
23. Объясните Ts – диаграмму.
24. Каким уравнением определяется изменение внутренней энергии идеального газа в термодинамическом процессе?
25. В каком процессе вся подведенная теплота расходуется на изменение внутренней энергии, а в каком – на работу расширения?
26. Укажите значение энтальпии h и ее размерность.
27. Нужно ли подводить теплоту при изотермическом расширении?
28. Назовите процессы получения пара.
29. Какой пар называется влажным насыщенным, сухим насыщенным, перегретым?
30. Что такое степень сухости?
31. Изобразить $p\upsilon$ – диаграмму водяного пара.
32. Какие точки располагаются на пограничных кривых?
33. Дайте определение теплоты парообразования.
34. Как вычисляют энтальпию сухого насыщенного и перегретого пара?
35. Изобразить Ts – и hs – диаграммы водяного пара.
36. Как вычисляют внутреннюю энергию влажного и сухого пара?
37. Изобразите $p\upsilon$ – и Ts – диаграммах цикл Карно для водяного пара и объясните их.
38. Изобразите цикл Ренкина в $p\upsilon$ – и Ts – диаграммах.
39. Как выражается термический КПД паротурбинных установок?
40. Назовите основные пути повышения η_t паросиловых установок.
41. Изобразите в hs – диаграмме адиабатный процесс расширения водяного пара от начальных параметров p_1 и t_{no} до конечного давления p_2 .

42. Как получить состояние влажного воздуха, соответствующее точке росы?
43. Что называется абсолютной и относительной влажностью?
44. Как определяют относительную влажность воздуха?
45. Что такое влагосодержание и энтальпия?
46. как построена Hd – диаграмма влажного воздуха?
47. На какие области делит Hd – диаграмму линия насыщения ($\varphi = 100\%$)?
48. Какое содержание влаги в воздухе при данной температуре показывает линия $\varphi = 100\%$?
49. как с помощью Hd – диаграммы определить все параметры влажного воздуха заданного состояния?
50. Изобразите в Hd – диаграмме процесс охлаждения влажного воздуха.
51. Дайте определение теплообмена и теплопроводности.
52. Что такое температурное поле?
53. Какие бывают температурные поля?
54. Расскажите о градиенте температуры и о плотности теплового потока.
55. Напишите выражение закона Фурье и дайте его анализ.
56. Напишите выражения для подсчета плотности теплового потока через плоскую и цилиндрическую стенку.
57. Что называется конвективным теплообменом?
58. Какие различают виды конвекции?
59. какие встречаются виды движения жидкости (газа) и каково и их различие?
60. Каков механизм передачи теплоты при ламинарном и турбулентном режимах движения жидкости?
61. Напишите уравнение для определения количества теплоты, передаваемой конвекцией от жидкости (газа) к стенке. Дайте анализ этого уравнения.
62. Какие факторы влияют на величину коэффициента теплоотдачи?
63. Объясните особенности теплоотдачи при кипении жидкости.

64. Напишите уравнение законов Стефана–Больцмана и Кирхгофа, дайте формулировку законов и объясните их сущность.
65. Что означает сложный теплообмен?
66. Как рассчитать теплопередачу через однослойную плоскую стенку?
67. Напишите выражение для подсчета коэффициента теплопередачи K , укажите его размерность.
68. Дайте понятие термического сопротивления R , укажите его размерность.
69. Как рассчитать теплопередачу через цилиндрическую стенку?
70. Дайте понятия линейного коэффициента теплопередачи и линейного термического сопротивления, укажите их размерность.
71. Какие способы интенсификации теплопередачи вы знаете?
72. Как влияют отложения сажи и накипи на эксплуатационные показатели котельного агрегата?
73. Расскажите о назначении и основных свойствах теплоизоляционных материалов.
74. Дайте определение теплообменных аппаратов, назовите виды теплообменников.
75. Нарисуйте схему изменения температур теплоносителей по длине теплообменника при прямотоке и противотоке, напишите формулу для подсчета Δt .

**Таблица вариантов контрольного задания
(техническая термодинамика и основы теплообмена)**

№ п/п	1	2	3	4	5	6	7	8
1	20	35	58	77	104	126	139	166
2	160	14	75	44	12	88	110	142
3	59	46	15	124	170	147	66	5
4	83	7	56	78	118	38	140	163
5	45	86	106	127	9	40	169	62
6	145	27	55	107	34	87	119	153
7	28	149	76	8	49	128	33	67
8	165	59	90	120	143	11	47	150
9	118	16	42	65	126	144	167	10
10	70	117	84	6	36	137	54	162
11	130	50	29	17	3	148	79	125
12	4	68	168	80	41	113	158	25
13	30	109	24	136	1	89	121	161
14	2	48	85	116	164	21	154	31
15	60	129	9	64	103	151	82	43
16	162	32	7	156	81	53	115	13
17	39	60	131	18	157	122	46	88
18	81	9	71	100	131	159	38	10
19	123	39	24	72	114	134	96	155
20	19	44	76	107	139	5	159	23
21	129	112	83	32	71	11	133	149
22	31	163	69	150	8	41	65	22
23	108	67	10	139	33	159	79	112
24	39	88	5	74	59	12	123	159
25	141	21	71	149	96	52	6	141
26	110	32	10	66	167	137	82	129
27	29	131	97	15	111	77	132	168
28	33	11	169	138	101	64	34	56
29	152	63	37	44	9	124	141	80
30	51	16	139	114	58	33	86	170
31	30	165	61	110	92	5	77	19
32	96	61	29	170	133	86	43	12
33	111	89	8	100	148	61	117	23
34	137	17	99	26	34	51	68	157
35	12	43	146	121	88	22	118	99
36	139	89	22	106	7	36	76	55
37	33	143	12	81	62	129	31	51
38	80	32	170	1	88	27	133	16
39	10	37	52	3	71	139	91	156
40	66	50	2	41	161	100	22	117
41	29	42	128	27	66	7	162	19
42	127	9	164	13	88	143	126	52

ЗАДАЧИ

1. Во сколько раз изменится плотность газа в сосуде, если при постоянной температуре показание манометра уменьшится от $p_1 = 1,8$ МПа до $p_2 = 0,3$ МПа.

Ответ: $p_2 = \frac{1}{6} p_1$

2. Определить массу воздуха, находящегося в комнате площадью 25 м^2 и высотой $3,2$ м. Принять, что температура воздуха в комнате $t = 22^\circ\text{C}$, а барометрическое давление $B = 986,5$ гПа.

Ответ: $m = 93,1$ кг.

3. Паровой котел имеет паропроизводительность 20 кг/с. Рабочее давление пара $p = 4$ МПа, а температура его $t = 440^\circ\text{C}$. Теплота сгорания топлива равна 12600 кДж/кг; температура питательной воды $t_{\text{п.в.}} = 145^\circ\text{C}$. Определить КПД котла, если расход топлива составляет $4,89$ кг/с.

Ответ: $\eta_k = 0,875$.

4. В маслоотходнике трансформаторное масло охлаждается от $t'_1 = 80^\circ\text{C}$ до $t''_1 = 10^\circ\text{C}$. Температура охлаждающей воды на входе в аппарат $t'_2 = 10^\circ\text{C}$. Определить среднюю логарифмическую разницу температур для прямоточной и противоточной схем движения теплоносителей и выяснить соотношение поверхностей теплообмена при одинаковых тепловых нагрузках и коэффициентах теплопередачи.

Ответ: $\Delta t_{\text{ср}} = 36,7$ град., $F_{\text{прот.}}/F_{\text{прям.}} = 0,72$.

5. Определить теоретическую скорость истечения пара из котла в атмосферу. Давление пара в котле $p_1 = 1,2$ МПа, температура $t_1 = 300^\circ\text{C}$. Процесс расширения пара считать адиабатным. Барометрическое давление принять равным 100 кПа (750 мм. рт. ст.).

Ответ: $C = 546$ м

6. Изотермическому сжатию подвергаются 8 кг углекислого газа при давлении 245 кПа и температуре 293 К, в результате чего объем газа уменьшается в $1,5$ раза.

Определить начальные и конечные параметры, затраченную работу и количество отведенной теплоты.

Ответ: $V_1 = 1,81 \text{ м}^3$; $V_2 = 1,2 \text{ м}^3$;

т.к. процесс изотермический ($\Delta U=0$) $L = Q = - 180$ кДж.

7. Подсчитать значения термический КПД цикла простейшей паросиловой установки для начальных параметров пара (см. таблицу).

p_1 , бар (ат.)	t_1 , °C	p_2 , бар (ат.)	Примечание
34 (35)	435	0,0392(0,04)	стандарт
88,4(90)	500	0,0392(0,04)	стандарт
98,1	565	0,0346(0,035)	стандарт
294(300)	650	0,0294(0,03)	стандарт

Ответ: $\eta_t = 0,379; 0,431; 0,443; 0,483$ соответственно.

8. Генераторный газ имеет следующий объемный состав: $H_2 - 7\%$; $CH_4 - 2\%$; $CO - 27,6\%$; $CO_2 - 4,8\%$; $N_2 - 58,6\%$.

Определить массовые доли, кажущуюся молекулярную массу, газовую постоянную, плотность и парциальные давления при $15^\circ C$ и $0,1$ МПа.

Ответ: $m_{H_2} = 0,005$; $m_{CH_4} = 0,012$; $m_{CO} = 0,289$; $m_{CO_2} = 0,079$;
 $m_{N_2} = 0,615$; $\mu_{см} = 26,72$; $R_{см} = 310,8$ Дж/(кг·К);
 $\rho_{см} = 1,095$ кг/м³; $p_{H_2} = 7$ КПа.

9. Паровые котлы высокого давления Таганрогского завода "Красный котельщик" имеют паропроизводительность 640 т/ч при давлении пара $p = 137$ МПа и температуре $t = 570^\circ C$. Температура питательной воды $t_b = 230^\circ C$. Теплота сгорания топлива составляет 25120 кДж/кг.

Чему равен часовой расход топлива, если КПД парового котла составляет $87,6\%$?

Ответ: 73364 кг/ч.

10. Паровая турбина мощностью $N = 12000$ кВт работает при начальных параметрах $p_1 = 8$ МПа, $t_1 = 450^\circ C$. Давление в конденсаторе $p_2 = 0,004$ МПа. В котельной установке, снабжающей турбину паром, сжигается уголь с теплотой сгорания $Q_H^p = 25120$ кДж/кг. КПД котельной установки равен $0,8$.

Температура питательной воды $t_{п.в.} = 90^\circ C$.

Определить производительность котельной установки и часовой расход топлива при полной нагрузке паровой турбины и условии, что она работает по циклу Ренкина.

Ответ: $D = 33240$ кг/ч; $B = 4791$ кг/ч

11. Парциальное давление пара в атмосферном воздухе составляет $0,02$ МПа, температура воздуха равна $70^\circ C$.

Определить относительную влажность воздуха.

Ответ: $\varphi=64,2 \%$

12. В стальном баллоне находятся 6,25 кг воздуха при давлении $p_1 = 5$ МПа. При выпуске из баллона воздуха он дросселируется до давления 2,5 МПа. Найти приращение энтропии в процессе дросселирования.

Ответ: $\Delta S = 0,119$ кДж/К

13. В цилиндре находится воздух при давлении $p_1 = 0,5$ МПа и температуре $t_1 = 400$ °С. От воздуха принимается теплота при постоянном давлении таким образом, что в конце процесса устанавливается температура $t_2 = 0$ °С. Объем цилиндра, в котором находится воздух равен 400 л.

Определить количество отнятой теплоты, конечный объем, изменение внутренней энергии и совершенную работу сжатия. Зависимость теплоемкости от температуры считать нелинейной (исходя из справочных данных $c'_{pm}=1,3289$ кДж/(м³ · К); $c_{pm}=1,0283$ кДж/(м³ · К); $c'_{vm}=0,9579$ кДж/(м³ · К))

Ответ: $Q_p = -425$ кДж; $V_2=0,1622$ м³ $\Delta U = -306,5$ кДж ; $L = -118,9$ кДж.

14. Паросиловая установка работает по циклу Ренкина. Параметры начального состояния: $p_1 = 2$ МПа, $t_1 = 300$ °С. Давление в конденсаторе $p_2 = 0,004$ МПа. Определить термический КПД.

Ответ: $\eta_t = 0,339$

15. Масса газа в баллоне составляет 0,5 кг. Объем баллона 0,25 м³. Определить плотность и удельную силу тяжести газа.

Ответ: 2 кг/м³; $19,6$ н/м³.

16. 10 м³ воздуха, находящегося в начальном состоянии при нормальных условиях, сжимают до конечной температуры 400 °С. Сжатие производится:

- 1) изохорно;
- 2) изобарно;
- 3) адиабатно;
- 4) политропно с показателем политропы $n = 2,2$.

Считая значение энтропии при нормальных условиях равным нулю, и принимая теплоемкость воздуха постоянной, найти энтропию воздуха в конце каждого процесса.

Ответ: 1) $\Delta s = 8,42$ кДж/(кг·К); 2) $\Delta s = 11,7$ кДж/(кг·К);
3) $\Delta s = 0$; 4) $\Delta s = 5,61$ кДж/(кг·К).

17. Найти площади минимального и выходного сечения сопла Лаваля, если известны параметры пара перед соплом: $p_1 = 0,1$ МПа, $t_1 = 300$ °С. Давление за соплом $p_2 = 0,25$ МПа. Расход пара через сопло $M = 720$ кг/ч. Скоростной коэффициент $\varphi = 0,94$.

Ответ: $f_{\min} = 165 \text{ мм}^2$; $f_{\max} = 210 \text{ мм}^2$.

18. Начальное состояние пара характеризуется следующими параметрами: $p_1 = 980 \text{ кПа}$; $X = 0,7$. Пользуясь диаграммой $i - s$, определить какое количество теплоты необходимо подвести к пару при постоянном объеме, чтобы температура пара возросла до 573 К .

Ответ: $q = 1058 \text{ кДж}$.

19. При постоянном давлении смешиваются две порции водяного пара. Масса пара первой порции $m = 200 \text{ кг}$, его параметры $p_1 = 1,0 \text{ МПа}$, $x_1 = 0,85$. Масса пара второй порции $m_2 = 80 \text{ кг}$, его параметры $p_2 = p_1$ и $x_2 = 0,10$.

Определить степень сухости пара в образовавшейся смеси и его полную энтальпию.

Ответ: $x = 0,636$, $H = 572 \text{ МДж}$.

20. Адиабатным сжатием повысили температуру воздуха в двигателе так, что она стала равной температуре воспламенения нефти; объем при этом уменьшился в 14 раз.

Определить конечную температуру и конечное давление воздуха, если $p_1 = 0,1 \text{ МПа}$ и $t_1 = 100^\circ\text{С}$.

Ответ: $T_2 = 1067 \text{ К}$; $p_2 = 4 \text{ МПа}$.

21. Манометр парового котла показывает давление $0,2 \text{ МПа}$. Показание барометра $0,103 \text{ МПа}$ (776 мм.рт.ст.). Считая пар сухим насыщенным, определить его температуру, удельный объем и энтальпию.

(согласно справочным данным при $p = 0,31 \text{ МПа}$; $t_n = 134,66^\circ\text{С}$; при $p = 0,3 \text{ МПа}$; $t_n = 133,54^\circ\text{С}$).

Ответ: $t_n = 133,88^\circ\text{С}$; $v'' = 0,5628 \text{ м}^3/\text{кг}$; $i'' = 2725,6 \text{ кДж/кг}$.

22. Определить массу 9 м^3 пара при давлении $p = 0,8 \text{ МПа}$ и степени влажности 10% .

Ответ: $M = 41,63 \text{ кг}$.

23. Определить поверхность нагрева противоточного водоводяного теплообменника, если известны расход нагреваемой воды $W_2 = 5 \text{ кг/с}$, температура нагревающей воды на входе в теплообменник $t'_1 = 97^\circ\text{С}$, температура нагревающей воды на выходе из теплообменника $t''_1 = 63^\circ\text{С}$, температура нагреваемой воды на входе в теплообменник $t'_2 = 17^\circ\text{С}$, температура нагреваемой воды на выходе из теплообменника $t''_2 = 47^\circ\text{С}$ и коэффициент теплопередачи $k = 1,1 \text{ кВт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$

Ответ: $F = 11,8 \text{ м}^2$.

24. Давление водяных паров в воздухе комнаты равно 2 кПа.

Сколько содержится водяного пара в комнате? Площадь комнаты 25 м², высота 3 м, температура воздуха 25 °С.

Ответ: $m = 1,09$ кг.

25. Теоретическая мощность аммиачного компрессора холодильной установки составляет 50 кВт. Температура испарения аммиака $t_1 = -5^\circ\text{C}$. Из компрессора пар аммиака выходит сухим и насыщенным при температуре $t_2 = 25^\circ\text{C}$. Температура жидкого аммиака в редукционном вентиле.

Определить холодопроизводительность 1 кг аммиака и часовую холодопроизводительность всей установки.

Ответ: $q_0 = 1040$ кДж/ч; $Q = 1474$ МДж/ч.

26. Пользуясь диаграммой i s определить энтальпию пара:

а) сухого насыщенного при $p = 2,2$ МПа;

б) влажного насыщенного при $p = 0,8$ МПа и $x = 0,96$;

в) перегретого при $p = 2,9$ МПа и $t = 400^\circ\text{C}$.

Ответ: а) $i'' = 2802$ кДж/кг; б) $i_x = 2688$ кДж/кг; в) $i = 3232$ кДж/кг.

27. Отходящие газы котельной установки проходят через воздухоподогреватель. Начальная температура газов 300°C , конечная 160°C ; расход газов равен 1000 кг/ч. Начальная температура воздуха составляет 15°C , а расход его равен 910 кг/ч.

Определить температуру нагретого воздуха, если потери воздухоподогревателя составляют 4 %.

Средние теплоемкости (c_{pm}) для отходящих из котла газов и воздуха принять соответственно равными 1,0467 и 1,0048 кДж/(м³ · К).

Ответ: $t_{в2} = 168,9^\circ\text{C}$.

28. Баллон с кислородом объемом 70 дм³ при давлении 9,8 МПа переносят с улицы, где температура $T_1 = 266$ К, в помещение где температура $T_2 = 300$ К.

Чему равно давление газа? Какое количество теплоты получил газ?

Ответ: $Q = 240$ кДж.

29. В паровом котле объемом $V = 15$ м³ находятся 4000 кг воды и пара при давлении 4 МПа и температуре насыщения.

Определить массы воды и сухого насыщенного пара, находящиеся в котле.

Ответ: $M_{п} = 206$ кг; $M_{в} = 3794$ кг.

30. Пар, находящийся при начальном давлении 1,27 МПа и температуре 573 К, расширяется адиабатно до конечной температуры 368 К.

Определить конечные параметры пара и работу расширения.

Ответ: $l = 446$ кДж/кг; $u_2 = 2340$ кДж/кг.

31. Воздух при давлении $p_1 = 0,1$ МПа и температуре $t_1 = 27$ °С сжимается в компрессоре до $p_2 = 3,5$ МПа.

Определить величину работы L , затраченной на сжатие 100 кг воздуха, если воздух сжимается изотермически.

Ответ: $L = - 30576$ кДж.

32. При $p = 0,9$ МПа вода нагрета до 150 °С, На сколько градусов нужно еще нагреть воду, чтобы началось кипение?

Ответ: на 25,4°С.

33. Определить, какое количество теплоты непроизводительно теряется в окружающую среду через 1 м² обмуровки котлоагрегата, состоящей из слоя шамотного кирпича толщиной $\delta_1 = 400$ мм и слоя красного кирпича толщиной $\delta_2 = 250$ мм, если температура внутренней обмуровки 1173 К, а наружной 335 К.

Ответ: $Q = 239$ Вт.

34. Поверхность нагрева состоит из плоской стальной стенки толщиной $S_{ст} = 8$ мм. По одну сторону стенки движется горячая вода температура которой $t_1 = 120$ °С, по другую, в одном случае вода с температурой $t_2 = 60$ °С, в другом случае - воздух, температура которого $t_2 = 30$ °С.

Определить для обоих случаев плотность теплового потока и коэффициент теплопередачи. Определить значения температур на обеих поверхностях стенки.

Ответ: 1 случай: $q = 40000$ Вт/м²; $t'_{ст} = 100$ °С; $t''_{ст} = 92$ °С;
2 случай: $q = 1800$ Вт/м²; $t'_{ст} = t''_{ст} = 120$ °С.

35. При помощи i, s – диаграммы определить теплоту парообразования r при абсолютном давлении $p = 2,0$ МПа. Сравнить результат с табличным значением.

Указание. На изобаре 2,0 МПа выбрать точку, отвечающую некоторой произвольной степени сухости x . Для этого состояния выразить энтальпию влажного пара i_z через r и i'' . Значения i_x и i'' определить по i, s – диаграмме.

36. Генераторный газ состоит из следующих объемных частей: H_2 - 18%; CH_4 - 24%; CO - 24 %; CO_2 - 6 %; N_2 - 52 %.

Определить газовую постоянную генераторного газа и массовый состав входящих в смесь газов.

Ответ: $R_{\text{см}} = 342 \text{ Дж}/(\text{кг} \cdot \text{К})$; $m_{\text{H}_2} = 1,48 \%$; $m_{\text{CH}_4} = 0,012$; $m_{\text{CO}} = 27,63 \%$; $m_{\text{CO}_2} = 10,86 \%$; $m_{\text{N}_2} = 60,03\%$.

37. Газ, при показании манометра 2,50 бар (2,58 ат.) и температуре 27°C занимает объем $4,5 \text{ м}^3$.

Привести объем газа к нормальным условиям.

Ответ: $V_{\text{н}} = 14,2 \text{ м}^3$.

38. Найти массу и силу тяжести газа, относительный объемный состав которого $r_{\text{O}_2} = 0,4$; $r_{\text{CO}_2} = 0,6$ при избыточном давлении $p_{\text{изб.}} = 4 \text{ бар}$ и $t = 300^\circ\text{C}$.

Ответ: 2,48 кг; 24,3 Н.

39. Стальной паропровод с наружным диаметром $d_2 = 160 \text{ мм}$ и внутренним диаметром $d_1 = 120 \text{ мм}$ покрыт двухслойной изоляцией, состоящей из асбеста толщиной 60 мм и войлока толщиной 20 мм. Коэффициент теплопроводности трубы $\lambda_1 = 58 \text{ Вт}/(\text{м} \cdot \text{К})$. Температура внутренней поверхности паропровода $T_1 = 673 \text{ К}$, а внешней поверхности изоляции $T_4 = 323 \text{ К}$. Определить тепловые потери 1 м паропровода и максимальную температуру внешнего слоя изоляции.

Ответ: $Q = 269 \text{ Вт}$; $T_3 = 444 \text{ К}$.

40. Найти среднюю теплоемкость c'_{pm} и c'_{vm} для воздуха в пределах $400\text{--}1200^\circ\text{C}$, считая зависимость теплоемкости от температуры нелинейной

Ответ: $c'_{\text{pm}} = 1,4846 \text{ кДж}/(\text{м}^3 \cdot \text{К})$; $c'_{\text{vm}} = 1,1137 \text{ кДж}/(\text{м}^3 \cdot \text{К})$.

41. В комнате площадью 35 м^2 и высотой 3,1 м воздух находится при $t = 23^\circ\text{C}$ и барометрическом давлении $B = 973 \text{ гПа}$.

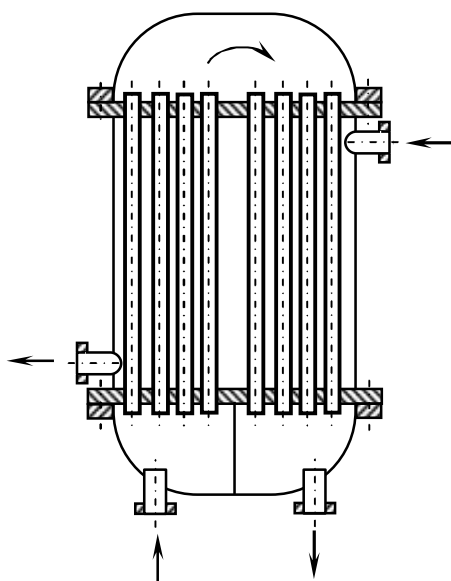
Какое количество воздуха проникнет с улицы в комнату, если барометрическое давление увеличится до $B = 1013 \text{ гПа}$? Температура воздуха остается постоянной.

Ответ: $\Delta m = 5,1 \text{ кг}$.

42. Определить объем резервуара, заполненного влажным паром со степенью сухости $x = 0,65$, если масса пара $m = 160 \text{ кг}$, а температура в резервуаре $t = 280^\circ\text{C}$.

Ответ: $V = 3,21 \text{ м}^3$.

43. Определить среднюю разность температур в многоходном теплообменнике, имеющем один ход в межтрубном пространстве и два хода в трубном (см. рис.).



Рисунок

Начальная температура горячего теплоносителя $T_1 = 80^\circ\text{C}$.

Конечная температура горячего теплоносителя $T_2 = 40^\circ\text{C}$.

Начальная температура холодного теплоносителя $t_1 = 20^\circ\text{C}$.

Конечная температура холодного теплоносителя $t_2 = 40$

Ответ: $\Delta t_{\text{ср.}} = 23,4^\circ\text{C} = 23,4 \text{ K}$.

44. В сборном газоходе котельной смешиваются уходящие газы трех котлов, имеющие атмосферное давление. Для упрощения принимается, что эти газы имеют одинаковый состав, а именно: CO_2 - 11,8 %; O_2 - 6,8 %; N_2 - 75,6 %; H_2O - 5,8 %. Часовые расходы газов составляют: $V_1 = 7100 \text{ м}^3/\text{ч}$; $V_2 = 2600 \text{ м}^3/\text{ч}$; $V_3 = 11200 \text{ м}^3/\text{ч}$, а температуры газов соответственно $t_1 = 170^\circ\text{C}$; $t_2 = 220^\circ\text{C}$; $t_3 = 120^\circ\text{C}$.

Определить температуру газов после смешения и их объемный расход через дымовую трубу при этой температуре.

Ответ: $t = 147^\circ\text{C}$; $V = 20900 \text{ м}^3/\text{ч}$.

45. В теплообменном аппарате с параллельным током протекает каждый час 1200 дм^3 горячей жидкости плотностью 100 кг/м^3 и теплоемкостью $c = 2,93 \text{ кДж/(кг}\cdot\text{K)}$. Начальная ее температура $T'_1 = 383 \text{ K}$; конечная $T'_2 = 353 \text{ K}$.

Определить площадь поверхности нагрева и конечную температуру T''_2 нагреваемой воды, протекающей через аппарат, если за каждый час протекает по нему $0,8 \text{ м}^3$ воды с начальной температурой на входе $T_2 = 293 \text{ K}$. Коэффициент теплопередачи данного теплообменника принять $k = 1,04 \text{ кВт/(м}\cdot\text{K)}$.

Ответ: $T''_2 = 327 \text{ K}$; $Q = 32,2 \text{ кДж/с}$; $S = 0,67 \text{ м}^2$.

46. В топке котельного агрегата сжигается донецкий уголь марки Т (тощий) состава: $C^P = 62,7\%$: $H^P = 3,1\%$: $S_{\lambda}^P = 2,8\%$: $N^P = 0,9\%$: $O^P = 1,7\%$: $A^P = 23,8\%$: $W^P = 5\%$: Определить температуру точки росы продуктов сгорания если известны доля золы топлива, уносимой продуктами сгорания из топки, $a_{\text{ун}} = 0,85$ и температура конденсации водяных паров $t_K = 53^\circ\text{C}$.

Ответ: $t_p = 130^\circ\text{C}$.

47. В резервуаре, в котором находится кислород поддерживают давление $p_1 = 50$ бар. Газ вытекает через суживающееся сопло в среду с давлением 40 бар.

Определить скорость истечения и расход, если площадь выходного сечения сопла $f = 20 \text{ мм}^2$. Начальная температура кислорода $t_1 = 100^\circ\text{C}$.

Ответ: $c = 204 \text{ м/с}$; $M = 0,176 \text{ кг/с}$.

48. Смесь состоит из 5 кг газа CO_2 и 3 кг газа O_2 . Определить относительный массовый состав, процентный массовый состав смеси и молекулярную массу смеси по объемному составу.

Ответ: относительный массовый состав: $g_{\text{CO}_2} = 62,5\%$; $g_{\text{O}_2} = 37,5\%$;
объемный состав газа: $r_{\text{CO}_2} = 54,8\%$; $r_{\text{O}_2} = 45,2\%$;
молекулярная масса смеси 38,6.

49. Определить скорости истечения из суживающегося сопла для следующих параметров пара: $p_1 = 80$ бар; $t_1 = 400^\circ\text{C}$; $p_2 = 50$ бар (давления абсолютные).

Определить критическую скорость для случая, если $p_2 = 20$ бар

Ответ: $c_{\text{кр.}} = 560 \text{ м/с}$.

50. Водяной пар, имеющий начальные параметры $p_1 = 980 \text{ кПа}$ и $T_1 = 623 \text{ К}$, вытекает в атмосферу через простое сужающее сопло.

Определить скорость истечения C и секундный расход M , если площадь сечения выходного отверстия сопла $S = 10 \text{ см}^2$.

Ответ: $C = 572 \text{ м/с}$; $M = 1,27 \text{ кг/с}$.

51. Воздух в количестве 6 м^3 при давлении $p_1 = 0,3 \text{ МПа}$ и температуре $t_1 = 25^\circ\text{C}$ нагревается при постоянном давлении до $t_2 = 130^\circ\text{C}$.

Определить количество подведенной к воздуху теплоты, считая $c = \text{const}$.

Ответ: $Q_p = 2231 \text{ кДж}$; $Q'_p = 2239 \text{ кДж}$.

52. Определить себестоимость 1 ГДж теплоты, вырабатываемой в котельной паропроизводительностью $D = 5,65$ кг/с, работающей на газообразном топливе, если давления перегретого пара $P_{пп} = 1,4$ МПа, температура перегретого пара $t_{пп} = 280^\circ\text{C}$, температура питательной воды $t_{п.в} = 150^\circ\text{C}$, величина непрерывной продукции $P = 4$ % и затраты $C_{год} = 6,0 \cdot 10^5$ руб/год

Ответ: $S = 1,4$ руб/год

53. В резервуаре находится кислород при $p = \text{const}$ и равным 50 ат. Вытекая через суживающее ? в среду с давлением $P_{ср} = 4$ ат. Определить скорость истечения и секундный расход кислорода, если площадь выходного сечения ? $f = 22 \text{ мм}^2$. Начальная температура кислорода $t_1 = 95^\circ\text{C}$.

54. Определить среднюю массовую теплоемкость воздуха между 0°C и 1000°C при $p = \text{const}$.

Ответ: $1,09$ кДж/(кг·град).

55. В процессе политропного расширения воздуха температура его уменьшилась от $t_1 = 25^\circ\text{C}$ до $t_2 = -37^\circ\text{C}$. Начальное давление воздуха $p_1 = 0,4$ МПа, количество его $M = 2$ кг.

Определить изменение энтропии в этом процессе, если известно, что количество подведенной к воздуху теплоты составляет $89,2$ кДж.

Ответ: $\Delta s = 0,323$ кДж/(кг·К).

56. Из сосуда, содержащего углекислоту при давлении $1,2$ МПа и температуре 20°C , вытекает $2/3$ содержимого.

Вычислить конечное давление и конечную температуру, если в процессе истечения не происходит теплообмена со средой (k принять равным $1,28$).

Ответ: $t_2 = -57,6^\circ\text{C}$; $p_2 = 0,29$ МПа.

57. Сухой насыщенный пар имеет давление $p = 1,4$ МПа.

Определить все остальные параметры пара.

Ответ:

$t_n, ^\circ\text{C}$	$v'', \text{ м}^3/\text{кг}$	$p, \text{ кг}/\text{м}^3$	$i'', \text{ кДж}/\text{кг}$	$u'', \text{ кДж}/\text{кг}$	$S, \text{ кДж}/(\text{кг}\cdot\text{К})$
195,04	0,1408	7,103	2790	2593	6,469

58. 1 кг воздуха при $p_1 = 0,5$ МПа и температуре $t_1 = 111^\circ\text{C}$ расширяется политропно до давления $p_2 = 0,1$ МПа.

Определить конечное состояние воздуха, изменение внутренней энергии, количество подведенной теплоты и полученную работу, если показатель политропы $m = 1,2$.

Ответ: $T_2 = 293 \text{ K}$; $L = 130,6 \text{ кДж/кг}$; $\Delta u = -65,8 \text{ кДж/кг}$; $q = 131,6 \text{ кДж/кг}$.

59. Атмосферный воздух по объемному составу имеет: $r_{N_2} = 0,79$ и $r_{O_2} = 0,21$.

Определить относительную молекулярную массу воздуха, газовую постоянную, плотность и удельный объем при нормальных условиях.

Ответ: $29,0$; $1,293 \text{ кг/м}^3$; $0,775 \text{ м}^3/\text{кг}$; $g_{O_2} = 0,232$; $g_{N_2} = 0,768$.

60. 5 м^3 воздуха при давлении $p_1 = 0,4 \text{ МПа}$ и температуре $t_1 = 60^\circ\text{C}$ расширяются по политропе до трехкратного объема и давления $p_2 = 0,1 \text{ МПа}$.

Найти показатель политропы, работу расширения, количество сообщенной извне теплоты и изменение внутренней энергии.

Ответ: $m = 1,26$; $L = 1923 \text{ кДж}$; $Q = +672,4 \text{ кДж}$; $\Delta 1250,6 = -65,8 \text{ кДж}$.

61. Определить теоретическую скорость истечения пара из котла в атмосферу. Давление пара в котле $p = 0,15 \text{ МПа}$ и $x = 0,95$. Процесс расширения пара считать адиабатным.

Ответ: $c = 360 \text{ м/с}$.

62. Определить коэффициент температуропроводности и кинематическую вязкость для воздуха при $p = 5 \text{ ат.}$ и $t = 200^\circ\text{C}$ (справочные данные: абсолютная вязкость $\eta = 26 \cdot 10^{-6} \text{ Н}\cdot\text{с/м}^2$).

Ответ: $a = 10,52 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}$; $\nu = 7,18 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}$.

63. Найти диаметр паропровода по которому протекает пар при давлении $p = 1,2 \text{ МПа}$ и температуре $t = 260^\circ\text{C}$. Расход пара $M = 350 \text{ кг/ч}$, скорость пара $\omega = 50 \text{ м/с}$.

Ответ: $d = 22,1 \text{ мм}$.

64. Водяной пар имеет параметры $p = 3 \text{ МПа}$; $t = 400^\circ\text{C}$.

Определить значения остальных параметров (справочные данные: т.к. $t > t_{\text{критическая}}$, то для перегретого пара $v = 0,0993 \text{ м}^3/\text{кг}$; $i = 3229 \text{ кДж/кг}$; $s = 6,916 \text{ кДж/(кг}\cdot\text{K)}$).

Ответ: $p = 10,07 \text{ кг/м}^3$; $u = 2931,1 \text{ кДж/кг}$.

65. Воздух движется по каналу прямоугольного сечения, имеющему ширину 80 и высоту 600 мм; температура стенок 300°C , средняя температура воздуха 200°C , скорость воздуха $\omega = 8 \text{ м/с}$, давление воздуха $p = 1 \text{ бар}$.

Определить коэффициент теплоотдачи от стенки к воздуху.

Ответ: $a = 20 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{град})$

66. Газовый двигатель всасывает $500 \text{ м}^3/\text{ч}$ воздуха при $t = 25^{\circ}\text{C}$. Относительная влажность воздуха $\phi = 0,4$.

Какое количество водяного пара всасывает двигатель в час?

Ответ: $4,6 \text{ кг/ч}$

67. Как изменится плотность газа в сосуде, если при постоянной температуре показание манометра от 7 бар (7,17 ат.) уменьшится до 1 бар?

Ответ: в 4 раза.

68. Определить плотность теплового потока, излучаемого абсолютно черным телом, если температура его $t = 1000^{\circ}\text{C}$; $t = 0^{\circ}\text{C}$; $t = -20^{\circ}\text{C}$.

Ответ: $E_4 = 146500 \text{ Вт/м}^2$ - для $t = 1000^{\circ}\text{C}$;

$E_4 = 315 \text{ Вт/м}^2$ - для $t = 0^{\circ}\text{C}$;

$E_4 = 233 \text{ Вт/м}^2$ - для $t = -20^{\circ}\text{C}$.

69. Наружный воздух, имеющий температуру $t = 20^{\circ}\text{C}$ и влагосодержание $d = 6 \text{ г/кг}$, подогревается до температуры 45°C .

Определить относительную влажность наружного и подогретого воздуха. Барометрическое давление принять равным 0,1 МПа.

Ответ: $\phi_1 = 41 \%$; $\phi_2 = 10,01 \%$

70. Определить среднюю массовую теплоемкость воздуха при линейной зависимости теплоемкости от температуры при $p = \text{const}$.

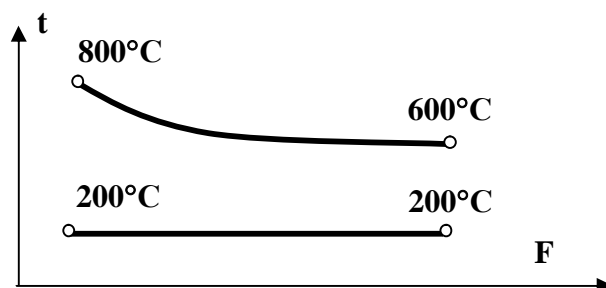
Ответ: $c = f(t)$ составляет $0,996 + 0,0000093t$.

71. Влажный пар при $p_1 = 15,7 \text{ МПа}$ и $x = 0,95$ вытекает из сопла Лавalia в среду с давлением $p_2 = 1,96 \text{ МПа}$. Расход пара $M = 6 \text{ кг/с}$.

Определить действительную скорость истечения пара, а также сечение сопла Лавalia (минимальное и выходное), если скоростной коэффициент сопла $\phi = 0,95$.

Ответ: $\omega_{\text{кр}} = 448 \text{ м/с}$

72. Дымовые газы входят в пучок труб при температуре $t'_1 = 800^\circ\text{C}$, а выходят при $t'_2 = 600^\circ\text{C}$. Температура воды в трубках 200°C .
Найти разность температур.



Ответ: $\Delta t_{\text{ср.}} = 495^\circ\text{C}$.

73. Паросиловая установка работает при начальных параметрах: $p_1 = 9$ МПа, $t_1 = 450^\circ\text{C}$. Конечное давление $p_2 = 0,006$ МПа. При $p_1 = 2,4$ МПа введен вторичный перегрев до $t' = 440^\circ\text{C}$.

Определить термический КПД цикла с вторичным перегревом и влияние введения вторичного перегрева на термический КПД.

Ответ: $\eta_t = 0,417$; $\frac{\Delta\eta}{\eta_t} 100 = 2,96\%$

74. Влажный насыщенный пар имеет параметры $p = 20$ бар, $x = 0,96$.
Определить другие параметры.

Ответ: $v = 0,0955$ м³/кг; $i = 2724$ кДж/кг; $u = 2533$ кДж/кг.

75. В резервуаре, объем которого 4 м³, заключен углекислый газ.

Найти массу газа и его силу тяжести, если избыточное давление $p = 0,4$ бар ($0,408$ ат.), температура $t = 80^\circ\text{C}$, а $B = 780$ мм. рт. ст.

Ответ: $M = 8,65$ кг, $G = 84,7$ Н.

76. Воздух расширяется по политропе, совершая при этом работу, равную 270 кДж, при чем в одном случае ему сообщается 420 кДж теплоты, а в другом - от воздуха отводится 92 кДж теплоты.

Определить в обоих случаях показатели политропы.

Ответ: 1) $n = 0,78$; 2) $n = 1,88$.

77. Задано состояние пара: $p = 20$ бар, $t = 340^\circ\text{C}$.

Определить, пользуясь i -с-диаграммой, остальные параметры и степень перегрева.

Ответ: $v = 0,135 \text{ м}^3/\text{кг}$; $i = 3130 \text{ кДж/кг}$; $u = 2843 \text{ кДж/кг}$; $\Delta t = 128^\circ\text{C}$.

78. Паросиловая установка мощностью 4200 кВт имеет КПД $\eta_{\text{ст}} = 0,20$.

Определить часовой расход топлива, если его теплота сгорания $Q_{\text{н}}^{\text{р}} = 25000 \text{ кДж/кг}$.

Ответ: 3024 кг/ч.

79. Определить относительную влажность и температуру точки росы влажного воздуха, если при $p = 100 \text{ кН/м}^2$ и абсолютной влажности $p_{\text{н}} = 0,014 \text{ кг/м}^3$ температура влажного воздуха в одном случае $t' = 20^\circ\text{C}$, а в другом $t'' = 120^\circ\text{C}$.

Ответ: $t'_{\text{р}} = 17^\circ\text{C}$, $t''_{\text{р}} = 21^\circ\text{C}$, $\phi' = 0,81$ (81%), $\phi'' = 0,025$ (2,5%).

80. 1 кг воздуха при температуре $t_1 = 30^\circ\text{C}$ и начальном давлении $p_1 = 0,1 \text{ МПа}$ сжимается изотермически до конечного давления $p_2 = 1 \text{ МПа}$.

Определить конечный объем, затрачиваемую работу и количество теплоты, отводимой от газа.

Ответ: $v_2 = 0,087 \text{ м}^3/\text{кг}$; $l = -200 \text{ кДж/кг}$; $q = -200 \text{ кДж/кг}$.

81. Найти количество тепла, которое необходимо подвести к 4 м^3 углекислого газа, чтобы при постоянном давлении нагреть его от 400°C до 1000°C . Начальное избыточное давление газа 6 бар.

Ответ: 16000 кДж.

82. Определить число M для потоков идеальных газов H_2 , воздуха и CO_2 при $t = 300^\circ\text{C}$, если скорость течения газов $\omega = 480 \text{ м/сек}$. Теплоемкость газов считать постоянной.

83. Водяной пар параметры которого $p_1 = 18 \text{ бар}$, $x_1 = 0,95$ подвергается смятию до $p_2 = 7 \text{ бар}$.

Определить конечные параметры состояния пара и изменение температуры.

Ответ: $\Delta t = 42,1^\circ\text{C}$.

84. Для сушки используют воздух при $t_1 = 20^\circ\text{C}$ и $\phi_1 = 60\%$. В калорифере его подогревают до $t_2 = 95^\circ\text{C}$ и направляют в сушилку, откуда он выходит при $t_{\text{в}} = 35^\circ\text{C}$.

Вычислить конечное влагосодержание воздуха, расход воздуха и теплоту 1 кг испаренной влаги.

Ответ: $\Delta l = 77,6 \text{ кДж/кг}$; $q = 3236 \text{ кДж/кг}$; расход сухого воздуха 41,7 кг

85. Дутьевой вентилятор подает в топку парового котла $102000 \text{ м}^3/\text{ч}$ воздуха при температуре 300°C и давлении $20,7 \text{ кПа}$. Барометрическое давление воздуха в помещении $B = 100,7 \text{ кПа}$.

Определить часовую производительность вентилятора в м^3 (при нормальных условиях).

Ответ: $Q = 48970 \text{ м}^3/\text{ч}$

86. В маслоотходнике трансформаторное масло охлаждается от $t'_1 = 80^\circ\text{C}$ до $t''_1 = 10^\circ\text{C}$. Температура охлаждающей воды на входе в аппарат $t'_2 = 10^\circ\text{C}$.

Определить тепловую нагрузку аппарата и температуру воды на выходе из аппарата, если водяные эквиваленты масла и воды соответственно равны $W_1 = 8 \cdot 10^3 \text{ Вт/град.}$; $W_2 = 20 \cdot 10^3 \text{ Вт/град.}$

Ответ: $Q = 360 \cdot 10^3 \text{ Вт}$; $\Delta t_2 = 18 \text{ град.}$

87. 1 кг воздуха при начальной температуре $t_1 = 30^\circ\text{C}$ и начальном давлении $p_1 = 0,1 \text{ МПа}$ сжимается адиабатно до конечного давления $p_2 = 1 \text{ МПа}$.

Определить конечный объем, конечную температуру и затрачиваемую работу (k принять равным $1,4$).

Ответ: $t_2 = 312^\circ\text{C}$; $l = -202 \text{ кДж/кг}$; $v_2 = 0,168 \text{ м}^3/\text{кг}$.

88. В цилиндрическом сосуде, имеющем внутренний диаметр $d = 0,6 \text{ м}$ и высоту $h = 2,4 \text{ м}$, находится воздух при температуре 18°C . Давление воздуха составляет $0,765 \text{ МПа}$. Барометрическое давление (приведенное к нулю) равно 101858 Па .

Определить массу израсходованного кислорода.

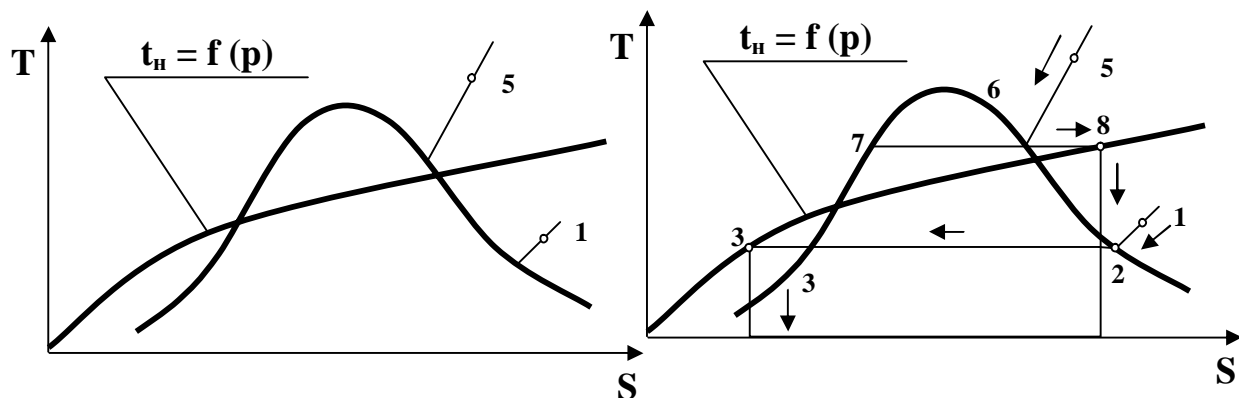
Ответ: $0,606 \text{ кг}$.

89. Определить расход нагреваемой воды и поверхность нагрева прямоточного водоводяного теплообменника, если известен расход нагревающей воды $W_1 = 15 \text{ кг/с}$, температура нагревающей воды на входе в теплообменник $t'_1 = 120^\circ\text{C}$, температура нагревающей воды на выходе из теплообменника $t''_1 = 80^\circ\text{C}$, температура нагреваемой воды на входе в теплообменник $t'_2 = 10^\circ\text{C}$, температура нагреваемой воды на выходе из теплообменника $t''_2 = 60^\circ\text{C}$, коэффициент теплопередачи $k = 1,9 \text{ кВт}/(\text{м}^2 \cdot \text{K})$ и коэффициент, учитывающий потери теплоты теплообменником в окружающую среду, $\eta = 0,98$.

Ответ: $W_2 = 11,8 \text{ кг/с}$; $F = 24,5 \text{ м}^2$.

90. В диаграмме Ts для аммиака даны точки 1 и 5. Определить значения давления изобар, проходящих через эти точки.

Ответ:



91. Определить скорость истечения и секундный расход пара при истечении из сопла Лавала для следующих данных: $p_1 = 16$ бар; $t_1 = 300^\circ\text{C}$; $p_2 = 1$ бар; $f_1 = 6 \text{ см}^2$. Найти $f_{\text{макс}}$.

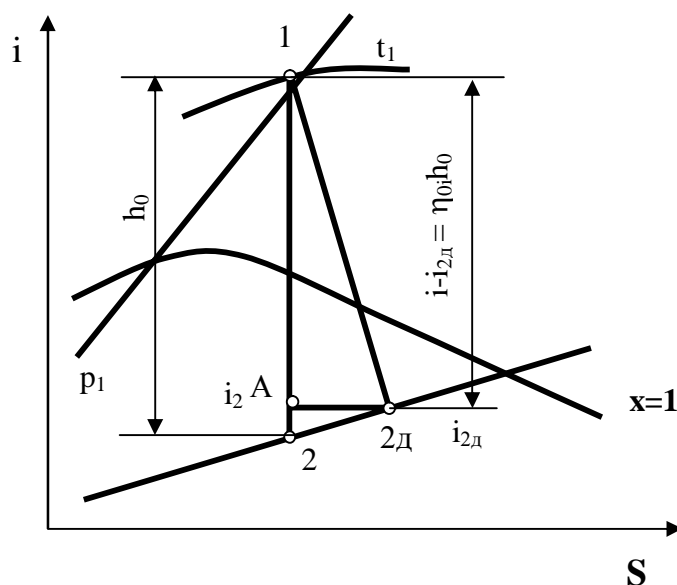
Ответ: $c = 1,080 \text{ м/с}$; $M_{\text{макс}} = 1,27 \text{ кг/с}$; $f_{\text{макс}} = 18,4 \text{ см}^2$.

92. В закрытом сосуде емкостью $V = 0,3 \text{ м}^3$ содержится $2,75 \text{ кг}$ воздуха при давлении $p_1 = 0,8 \text{ МПа}$ и температуре $t_1 = 25^\circ\text{C}$.

Определить давление и удельный объем после охлаждения воздуха до 0°C .

Ответ: $p_2 = 0,732 \text{ МПа}$; $v_2 = 0,109 \text{ м}^3/\text{кг}$.

93. Параметры пара перед паровой турбиной: $p_1 = 9 \text{ МПа}$, $t_1 = 500^\circ\text{C}$. Давление в конденсаторе $p_2 = 0,004 \text{ МПа}$. Найти состояние пара после расширения в турбине, если ее относительный внутренний КПД $\eta_{oi} = 0,84$.



Ответ: $i = 2224 \text{ кДж/кг}$; $p_2 = 0,004 \text{ МПа}$; $x = 0,865$

94. Определить расход нагревающего пара и поверхность нагрева противоточного пароводяного теплообменника, если известны расход нагреваемой воды $W_2 = 5,6 \text{ кг/с}$, давление нагревающего пара $p_n = 0,12 \text{ МПа}$. темпе-

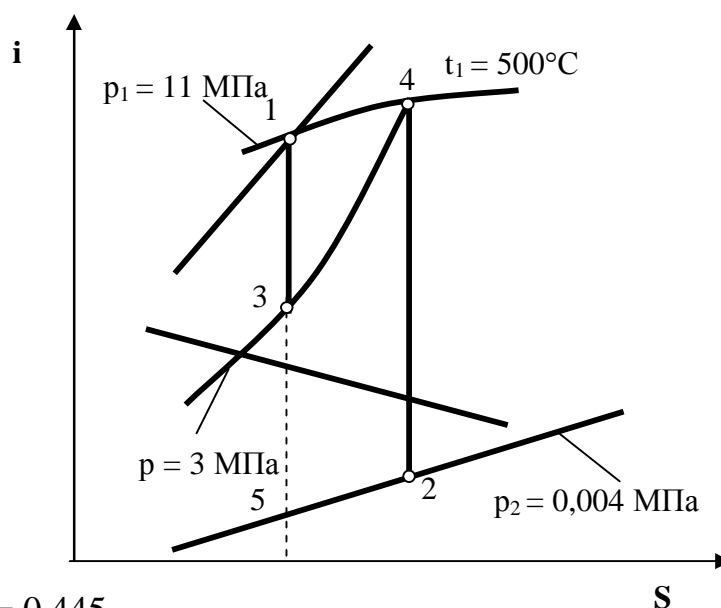
температура нагревающего пара $t_n = 104^\circ\text{C}$, энтальпия $i_k = 436$ кДж/кг, температура нагреваемой воды на входе в теплообменник $t'_2 = 12^\circ\text{C}$, температура нагреваемой воды на выходе из теплообменника $t''_2 = 42^\circ\text{C}$, коэффициент теплопередачи $k = 1,05$ кВт/(м²·К) и коэффициент, учитывающий потери теплоты теплообменником в окружающую среду $\eta = 0,97$.

Ответ: $D_1 = 0,32$ кг/с, $F = 20,3$ м².

95. Теплота сгорания топлива, выражаемая в кДж/кг, может быть также выражена в кВт·ч/кг. Принимая теплоту сгорания нефти равной 41900 кДж/кг, каменного угля 29300 кДж/кг, подмосковного бурого угля 10600 кДж/кг, выразить теплоту сгорания перечисленных топлив в кВт·ч/кг.

Ответ: 11,6 кВт·ч/кг; 8,14 кВт·ч/кг; 2,94 кВт·ч/кг соответственно.

96. В паросиловой установке, работающей при начальных параметрах: $p_1 = 11$ МПа, $t_1 = 500^\circ\text{C}$, $p_2 = 0,004$ МПа, введен вторичный перегрев пара при $p' = 3$ МПа до начальной температуры $t' = t_1 = 500^\circ\text{C}$. Определить термический КПД цикла с вторичным перегревом.

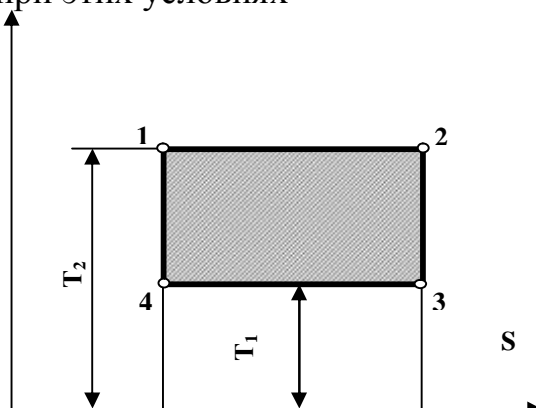


Ответ: $\eta_t = 0,445$

97. В сосуде находится воздух под разрежением 10 кПа при температуре 0°C . Ртутный барометр показывает 99725 Па при температуре ртути 20°C . Определить удельный объем воздуха при этих условиях

Ответ: $v = 0,876$ м³/кг

98. 1 кг воздуха совершает цикл Карно в пределах температур $t_1 = 627^\circ\text{C}$ и $t_2 = 27^\circ\text{C}$, причем наивысшее давление составляет 6 МПа, а наинизшее - 0,1 МПа. Определить параметры состояния воздуха в характерных точках цикла,



работу, термический КПД цикла и количество подведенной и отведенной теплоты. Ответ на задачу сведены в таблицу

	точка 1	точка 2	точка 3	точка 4
Удельный объем газа, v , м ³ /кг	0,043	0,055	0,861	0,671
Давление, p , МПа	6	4,68	0,1	0,128
Температура, T , К	900	900	300	300
Термический КПД цикла, η_t	0,667			
Подведенное количество теплоты, q_1 , кДж/кг	63,6			
Отведенное количество теплоты, q_2 , кДж/кг	21,5			
Работа цикла, l_0 , кДж/кг	42,1			

99. Как велика теоретическая скорость истечения пара через сопло Лавая, если давление пара $p_1 = 1,4$ МПа, температура $t_1 = 300^\circ\text{C}$, а противодавление равно 0,006 МПа? Процесс расширения пара в сопле считать адиабатным.

Ответ: $\omega = 1340$ м/с

100. В паровом котле находится 8250 кг пароводяной смеси с паросодержанием $x = 0,0015$ при давлении 0,4 МПа.

Сколько времени необходимо для поднятия давления до 1 МПа при закрытых вентилях, если пароводяной смеси сообщается 18 МДж/мин.

Ответ: 73,8 минуты.

101. В продуктах сгорания содержится по объему CO_2 - 12,2 %; O_2 - 7,1 %; CO - 0,4 %; N_2 = 80,3 %.

Определить массовый состав продуктов сгорания, среднюю молекулярную массу и газовую постоянную.

Ответ: $\mu_{\text{CO}_2} = 44$; $\mu_{\text{O}_2} = 32$; $\mu_{\text{CO}} = 28$; $\mu_{\text{N}_2} = 28$; массовый состав 0,175; 0,0452; 0,0037; 0,745 соответственно.

102. При изэнтропном вытекании воздуха с критической скоростью давление в выходном сечении сопла 1,2 МН/м².

Определить начальную скорость газа, если $p_1 = 12$ МН/м² и $t_1 = 300^\circ\text{C}$.

103. Определить термический КПД и удельный расход пара паросиловой установки, работающей по циклу Ренкина, если начальное состояние пара характеризуется давлением $p_1 = 2,47$ МПа и температурой $T_1 = 623$ К. Давление в конденсаторе $p_2 = 9,8$ кПа.

Ответ: $\eta_T = 0,304$; $d = 4$ кг/(кВт·ч).

104. Расход пара в калорифере сушилки при давлении $p_{изб.} = 0,2$ МПа и влажности 10 % составляет 200 кг/ч. Расход теплоты на 10 % больше расхода теплоты в теоретической сушилке. Площадь поверхности нагрева калорифера 41 м^2 . Атмосферный воздух имеет $t_0 = 25^\circ\text{C}$ и точку росы $t_p = 10^\circ\text{C}$. Процесс сушки идет при $I = 100$ кДж/кг. Парциальное давление водяного пара в воздухе, покидающем сушилку, 25 мм.рт. ст. Определить коэффициент теплопередачи в калорифере и производительность сушилки по влажному материалу, если поступающий в сушилку материал имеет влажность 60 %, а выходящий из сушилки 10 % (считая общую массу).

105. Найти массу 5 м^3 водорода, 5 м^3 кислорода и 5 м^3 углекислоты при давлении 0,6 МПа и температуре 100°C .

Ответ: $M_{\text{H}_2} = 1,59 \text{ кг}$; $M_{\text{O}_2} = 30,9 \text{ кг}$; $M_{\text{CO}_2} = 42,6 \text{ кг}$.

106. Определить внутреннюю энергию сухого насыщенного пара при $p = 1,5$ МПа. (справочные данные: $i'' = 2792$ кДж/кг; $v'' = 0,1317 \text{ м}^3/\text{кг}$)

Ответ: $u'' = 2594$ кДж/кг.

107. Определить экономию топлива на тепловой электростанции с экономическим КПД $\eta_э = 0,55$ по сравнению со станцией с экономическим КПД $\eta_э = 0,40$. Электрическая мощность станции $N_э = 1000000 \text{ кВт}$. Теплота сгорания топлива $Q = 29300$ кДж/кг (7000 ккал/кг).

Ответ: $a = 27,2 \%$.

108. Определить расход сухого воздуха и теплоты в теоретической сушилке для удаления из влажного материала 100 кг/ч влаги, если начальное состояние воздуха (до калорифера): $t_0 = 15^\circ\text{C}$, $\phi_0 = 0,8$, а на выходе из сушилки: $t_2 = 44^\circ\text{C}$, $\phi_2 = 0,5$.

Ответ: $Q = W_q = 108 \text{ кВт}$.

109. 1 кг пара при давлении $p_1 = 0,6$ МПа и температуре $t_1 = 200^\circ\text{C}$ сжимают изотермически до конечного объема $v_2 = 0,11 \text{ м}^3/\text{кг}$.

Определить конечные параметры и количество теплоты, участвующей в процессе.

(справочные данные: $s_1 = 6,963$ кДж/(кг·К); $s_2 = 5,8576$ кДж/(кг·К))

Ответ:

$v_2, \text{ м}^3/\text{кг}$	$p_2, \text{ МПа}$	x	$q, \text{ кДж/кг}$
0,1272	1,5551	0,86	- 522,9

110. Задано состояние пара: $p = 10$ бар, $x = 0,94$.

Определить остальные параметры.

Ответ: $v = 0,182$ м³/кг; $i = 2660$ кДж/кг; $u = 2478$ кДж/кг.

111. Начальное состояние азота задано параметрами: $t = 200^\circ\text{C}$, $v = 1,9$ м³/кг.

Азот нагревается при постоянном давлении, причем объем азота увеличивается до $5,7$ м³/кг.

Определить конечную температуру.

Ответ: $t = 1146$ °C.

112. В водоводяном подогревателе с параллельным током начальная температура греющей жидкости $t'_1 = 110^\circ\text{C}$, конечная $t'_2 = 70^\circ\text{C}$. Начальная температура нагреваемой жидкости $t''_1 = 40^\circ\text{C}$, конечная $t''_2 = 60^\circ\text{C}$.

Найти среднюю разность температур $\Delta t_{\text{ср}}$.

Ответ: $\Delta t_{\text{ср}} = 39,2$ °C

113. В цилиндре с подвижным поршнем находится кислород при $t = 80^\circ\text{C}$ и разрежении (вакууме), равном 427 гПа. При постоянной температуре кислород сжимается до избыточного давления $p_{\text{изб.}} = 1,2$ МПа. Барометрическое давление $B = 993$ гПа.

Во сколько раз уменьшится объем кислорода?

Ответ: $V_1 / V_2 = 22,96$.

114. Воздушный буфер состоит из цилиндра, плотно закрытого подвижным поршнем. Длина цилиндра 50 см, а диаметр 20 см. Параметры воздуха, находящегося в цилиндре, соответствуют параметрам окружающей среды: $p_1 = 0,1$ МПа; $t_1 = 20^\circ\text{C}$.

Определить энергию, которую может принять воздушный буфер при адиабатном сжатии воздуха, если движущийся без трения поршень продвинется на 40 см. Найти также конечное давление и конечную температуру воздуха.

Ответ: 2314 Дж; $p_2 = 0,95$ МПа; $t_2 = 285^\circ\text{C}$.

115. В цилиндр газового двигателя засасывается газовая смесь, состоящая из 20 массовых долей воздуха и одной доли коксового газа.

Найти плотность и удельный объем смеси при нормальных условиях, а также парциальное давление воздуха в смеси (данные о коксовом газе приведены в таблице)

Вещество	Химическое обозначение	Молекулярная масса μ	Плотность ρ , кг/м ³	Объем киломоля μ_v м ³ /кг	Газовая постоянная Дж/(кг·К)
Воздух	-	28,96	1,293	22,40	287,0
Коксовый газ	-	11,50	0,515	22,33	721,0

Ответ: $p = 1,2 \text{ кг/м}^3$; $v_{\text{см}}^{\text{н}} = 0,833 \text{ м}^3/\text{кг}$; $p_{\text{возд}} = 0,884 \text{ р.}$

- 116.** При измерении расхода воздуха с помощью дроссельной шайбы было зафиксировано, что при $p = 1000 \text{ гПа}$ и $t = 20^\circ\text{C}$ расход воздуха равен $24 \text{ дм}^3/\text{мин.}$

Определить массовый расход воздуха в килограммах в минуту и объемный расход в кубических метрах в минуту при нормальных условиях.

Ответ: $m = 0,0285 \text{ кг/мин}$; $V_{\text{н}} = 0,0221 \text{ м}^3/\text{мин.}$

- 117.** В сосуде объемом 300 л находится кислород при давлении $p_1 = 0,2 \text{ МПа}$ и температуре $t_1 = 20^\circ\text{C}$.

Какое количество теплоты необходимо подвести, чтобы температура кислорода повысилась до $t_2 = 300^\circ\text{C}$? Какое давление установится при этом в сосуде? Зависимость теплоемкости от температуры принять нелинейной ($c'_{\text{vm1}} = 0,9374 \text{ кДж/(м}^3\cdot\text{K)}$; $c'_{\text{vm2}} = 0,9852 \text{ кДж/(м}^3\cdot\text{K)}$, согласно справочных данных).

Ответ: $Q_v = 152,8 \text{ кДж}$; $p_2 = 0,39 \text{ МПа.}$

- 118.** Важнейшим элементом атомной электростанции является реактор, или атомный котел. Тепловой мощностью реактора называют полное количество теплоты, которое выделяется в нем в течение 1 часа . Обычно эту мощность выражают в кВт.

Определить годовой расход ядерного горючего для реактора с тепловой мощностью 500000 кВт , если теплота сгорания применяемого для расщепления урана равна $22,9 \cdot 10^6 \text{ кВт}\cdot\text{ч/кг}$, а число часов работы реактора составляет 7000 .

Ответ: $B = 153 \text{ кг в год.}$

- 119.** Компрессор подает кислород в резервную емкость 3 м^3 ; избыточное давление в резервуаре увеличивается при этом от $0,01$ до $0,6 \text{ МПа}$, а температура газа – от 15 до 30°C .

Определить массу поданного компрессором кислорода. Барометрическое давление $B = 993 \text{ гПа}$.

Ответ: $\Delta m = 22,2 \text{ кг.}$

- 120.** В закрытом сосуде заключен газ при разрежении $p_1 = 6667 \text{ Па}$ и температуре $t_1 = 70^\circ\text{C}$. Показание барометра - 101325 Па .

До какой температуры нужно охладить газ, чтобы разрежение стало $p_2 = 13332 \text{ Па}$?

Ответ: $t_2 = 45,8^\circ\text{C.}$

121. Масса пустого баллона для аргона емкостью 40 дм^3 равна 64 кг .

Определить массу баллона с аргоном, если при температуре $t = 15^\circ\text{C}$ баллон наполняют газом до давления $p = 15 \text{ МПа}$? Как измениться давление аргона, если баллон внести в помещение с температурой $t = 25^\circ\text{C}$?

Ответ: масса баллона с аргоном равна $74,0 \text{ кг}$; давление увеличится до $15,52 \text{ МПа}$.

122. Сосуд емкостью 90 л содержит воздух при давлении $0,8 \text{ МПа}$ и температуре 30°C .

Определить количество теплоты, которое необходимо сообщить воздуху, чтобы повысить его давление при $v = \text{const}$ до $1,6 \text{ МПа}$. Принять зависимость $c = f(t)$ нелинейной.

Ответ: $q_v = 223,2 \text{ кДж/кг}$.

123. Определить к.п.д. теоретической сушилки, если состояние воздуха в ней меняется от $\phi_0 = 0,7$ и $t_0 = 20^\circ\text{C}$ до от $\phi_2 = 0,6$ и $t_2 = 50^\circ\text{C}$. Влага испаряется при температуре мокрого термометра.

124. Резервуар объемом $0,5 \text{ м}^3$ заполнен углекислым газом.

Найти массу и силу тяжести (вес) газа в резервуаре, если избыточное давление газа $p = 40 \text{ кПа}$, температура его $t = 80^\circ\text{C}$, а барометрическое давление воздуха $B = 102,4 \text{ кПа}$.

Ответ: $M = 8,64 \text{ кг}$; $G = 84,8 \text{ Н}$

125. В цилиндре с поршнем, нагруженным постоянным избыточным давлением 4 бар , находится воздух при температуре 500°C . От воздуха отнимается тепло таким образом, что в конце процесса устанавливается температура 100°C . Объем цилиндра, в котором находится воздух 200 л .

Определить количество отнятого тепла, конечный объем, изменение внутренней энергии и совершенную над газом работу сжатия.

Ответ: $V_2 = 0,0966 \text{ м}^3$; $\Delta U = -138,3 \text{ кДж}$; $W = -50,7 \text{ кДж}$

126. Кислород в количестве 1 кг адиабатно расширяется от начального состояния, определяемого давлением $p_1 = 1,0 \text{ МПа}$ и температурой $t_1 = 277^\circ\text{C}$ до конечного состояния с давлением $p_2 = 0,1 \text{ МПа}$. Определить конечные параметры газа (v_2, t_2) и работу расширения.

127. Определить подъемную силу воздушного шара, наполненного водородом, если объем его на поверхности земли равен 1 м^3 при давлении $p = 100 \text{ кПа}$ и температуре $T = 15^\circ\text{C}$.

Ответ: $G = 11,1 \text{ Н}$

128. В сосуде объемом 5 м^3 находится воздух при барометрическом давлении $B = 0,1 \text{ МПа}$ и температуре 300°C . Затем воздух выкачивается до тех пор, пока в сосуде не образуется вакуум, равный 800 гПа . Температура воздуха после выкачивания остается той же.

Сколько воздуха выкачено? Ему будет равно давление в сосуде после выкачивания, если оставшийся воздух охладить до температуры $t = 20^\circ\text{C}$.

Ответ: выкачено $2,43 \text{ кг}$ воздуха. После охлаждения воздуха давление будет равным $10,1 \text{ кПа}$.

129. Манометр парового котла показывает давление $0,2 \text{ МПа}$. Показание барометра $0,15 \text{ МПа}$. Показание барометра равно $1,01 \text{ МПа}$ (764 мм.рт.ст.). Считая пар сухим насыщенным, определить его температуру и удельный объем.

Ответ: $t_n = 127,69^\circ\text{C}$; $v'' = 0,7133 \text{ м}^3/\text{кг}$.

130. При какой температуре плотность азота при давлении $1,5 \text{ МПа}$ будет равна 3 кг/м^3 ?

Ответ: $t = 1422^\circ\text{C}$

131. Вакуумметр, установленный на конденсаторе паровой турбины, показывает разрежение $p_{\text{вак.}} = 720 \text{ мм.рт. ст.}$, а ртутный барометр, находящийся в машинном зале, - давление $B = 0,998 \cdot 10^5 \text{ Н/м}^2$.

Определить объем поступающего в конденсатор пара со степенью сухости $x = 0,872$ в течение 1 с , если расход пара, проходящего через установку, $D = 540 \text{ т/ч}$. Во сколько раз объем пара превышает объем конденсата?

Ответ: $V_{\text{п}} = 4797 \text{ м}^3/\text{с}$; $V_{\text{п}}/V_{\text{к}} = 31860$.

132. До какой температуры t_2 нужно нагреть газ при $v = \text{const}$, если начальное давление газа $p_1 = 0,2 \text{ МПа}$ и температура $t_1 = 20^\circ\text{C}$, а конечное давление $p_2 = 0,5 \text{ МПа}$?

Ответ: до $t_2 = 459,5^\circ\text{C}$.

133. 5 м^3 воздуха нагревают при постоянном давлении 5 бар ($5,1 \text{ ат.}$) от температуры 20°C до температуры 120°C .

Найти количество подведенного тепла, считая $C = \text{const}$.

Ответ: 3600 кДж .

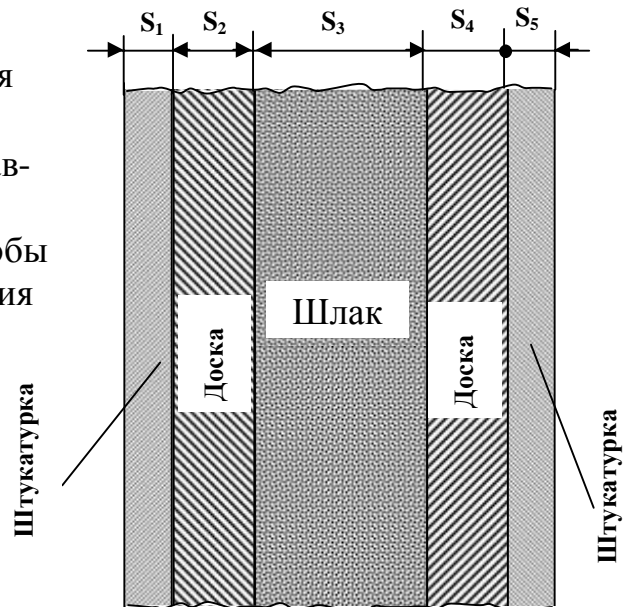
134. Определить расход воздуха, расход греющего пара, требуемое его давление и поверхность калорифера для сушилки, производительность которой равна 600 кг/ч влажного материала, с начальной влажностью 50% и ко-

нечной 9 % считая на общую массу). Показания психрометра для воздуха, поступающего в калорифер, 10 и 5 °С. Воздух на выходе из сушилки имеет $t_2 = 50^\circ\text{C}$, $\varphi_2 = 50\%$. Температуру греющего водяного пара принять на 15 °С выше температуры воздуха на выходе из калорифера. Влажность греющего водяного пара 6 %. Расход теплоты на 10 % больше расхода теплоты в теоретической сушилке. Коэффициент теплопередачи в калорифере 35 Вт/(м²·К)

- 135.** Температура воздуха в помещении поддерживается $t_1 = 20^\circ\text{C}$. Расчетная наружная температура воздуха $t_n = -30^\circ\text{C}$. Стена помещения представлена на рисунке. Какую толщину должна иметь шлаковая засыпка, чтобы температура стены внутри помещения имела комфортную температуру $t_{\text{ст}}' = 14^\circ\text{C}$.

Принять: $S_1 = S_5 = 16\text{ мм}$
 $S_2 = S_4 = 40\text{ см}$

Коэффициенты теплопроводности принять из таблицы; коэффициенты теплоотдачи: $a_1 = 8\text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{град.})$; $a_2 = 22\text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{град.})$; показать, что в этом случае при относительной влажности в помещении $\varphi = 0,6$ не будет происходить выпадение влаги на внутренней стенке помещения.



Ответ: $S_3 = 0,1\text{ м} = 100\text{ мм}$.

материал	штукатурка	дерево	шлак
$\lambda, \text{ Вт} \cdot \text{м}/(\text{м}^2 \cdot \text{град.})$	0,65	0,15	0,25

- 136.** В цилиндре объемом 0,3 м³ с подвижным поршнем находится воздух при давлении 1,96 МПа и температуре 292 К (19 °С).

Определить количество подведенной теплоты, конечный объем и работу, совершенную воздухом, если его конечная температура достигает 400 °С.

Ответ: $V_2 = 0,69\text{ м}^3$; $L = 765\text{ кДж}$.

- 137.** Водяной пар массой 1 кг сжимается изотермически. При этом состояние пара меняется так, что начальные его параметры $p_1 = 3,0\text{ МПа}$ и $t_1 = 360^\circ\text{C}$, а конечные соответствуют состоянию кипящей жидкости.

Определить параметры в конце процесса и количество отведенной теплоты.

Ответ: $p_2 = 18,67 \text{ МПа}$; $v'' = 0,001894 \text{ м}^3/\text{кг}$; $h''_2 = 1762 \text{ кДж/кг}$;
 $s''_2 = 3,9162 \text{ кДж/(кг·К)}$; $q = -1809 \text{ кДж/кг}$.

- 138.** 1 кг воздуха при температуре $t_1 = 30^\circ\text{C}$ и начальном давлении $p_1 = 0,1 \text{ МПа}$ сжимается изотермически до конечного давления $p_2 = 1,0 \text{ МПа}$.

Определить конечный объем, затрачиваемую работу и количество теплоты, отводимой от газа.

Ответ: $v_2 = 0,087 \text{ м}^3/\text{кг}$; $l = -200 \text{ кДж/кг}$; $q = -200 \text{ кДж/кг}$.

- 139.** Водяной пар при давлении $p_1 = 1,8 \text{ МПа}$ и температуре $t_1 = 250^\circ\text{C}$ дросселируется до $p_2 = 1 \text{ МПа}$.

Определить температуру пара в конце дросселирования и изменение перегрева пара.

Ответ: $\Delta t_{t2} = 54^\circ\text{C}$

- 140.** Процентный объемный состав сухих (несодержащих H_2O) дымовых газов следующий: $r_{\text{CO}_2} = 12,3\%$; $r_{\text{O}_2} = 7,2\%$; $r_{\text{N}_2} = 80,5\%$.

Найти молекулярную массу (относительную) и газовую постоянную. Найти плотность и удельный объем при $p_{\text{абс.}} = 750 \text{ мм. рт. ст.}$ и $t = 800^\circ\text{C}$.

Ответ: 30,3; 274 Дж/(кг·град); 0,34 кг/м³ соответственно.

- 141.** Определить плотность и удельный объем водяного пара при нормальных условиях, принимая условно, что в этом состоянии пар будет являться идеальным газом.

Ответ: $\rho_n = 0,804 \text{ кг/м}^3$; $v = 1,243 \text{ м}^3/\text{кг}$

- 142.** 1 кг воздуха сжимается по адиабате так, что объем его уменьшается в 6 раз, а затем при $v = \text{const}$ давление повышается в 1,5 раза.

Найти общее изменение энтропии воздуха. Теплоемкость считать постоянной.

Ответ: $\Delta s = 0,293 \text{ кДж/(кг·К)}$

- 143.** Найти точку росы для воздуха, имеющего $t = 40^\circ\text{C}$, $\phi = 0,8$.

Ответ: $x = 0,039 \text{ кг/кг}$; $t_p = 36^\circ\text{C}$

- 144.** В трубе, внутри которой протекает воздух при давлении 2 кг/см^2 , находятся «сухой» и «мокрый» термометры; их показания соответственно равны 30 и 20 $^\circ\text{C}$. Требуется определить влагосодержание d и относительную влажность ϕ проходящего воздуха.

Ответ: $d = 3,5 \text{ г/кг с.в.}$; $\phi_p = 0,25$.

145. Определить энтальпию и внутреннюю энергию влажного насыщенного пара при $p = 1,3$ МПа и степени сухости пара $x = 0,98$.
(справочные данные: для водяного пара $i' = 814,5$ кДж/кг;
 $r = 19735$ кДж/кг; $v'' = 0.1512$ м³/кг).

Ответ: $i_x = 2748,5$ кДж/кг; $u_c = 2556,1$ кДж/кг.

146. 0,03 м³ кислорода, отнесенного к нормальным условиям, находится в сосуде емкостью 650 см³. Определить показания манометра, измеряющего давление в этом сосуде, если температура кислорода $t = 200^\circ\text{C}$. Атмосферное давление $B = 1016$ гПа.

Ответ: избыточное давление $p_{\text{ман.}} = 0,708$ МПа.

147. Вычислить коэффициент теплоотдачи от конденсирующегося пара к стенке вертикальной трубки для следующих условий: температура стенки $t_{\text{ст}} = 80^\circ\text{C}$; давление пара $p = 2$ ат.; высота трубки $H = 1,5$ м.
(переводный коэффициент Вт/(м²·град.) в ккал/(м²·ч·град) составляет $\Xi = 1,163$ Вт/(ккал/ч); на него делится полученное при расчете значение a).

Ответ: $a = 4150$ Вт/(м²·град.).

148. Воздух с параметрами $t = 20^\circ\text{C}$, $p = 1$ кгс/см² и $d = 6$ г/кг с.в., сжимается в компрессоре до давления 4 кгс/см² и охлаждается затем в трубах.
Определить, при какой температуре начинается выпадение воды.

Ответ: при $t = 27,5^\circ\text{C}$.

149. Определить массовый состав газовой смеси, состоящей из углекислого газа и азота, если известно, что парциальное давление углекислого газа $p_{\text{CO}_2} = 120$ кПа, а давление смеси $p_{\text{см}} = 300$ кПа.

Ответ: $m_{\text{CO}_2} = 0,512$; $m_{\text{N}_2} = 0,488$.

150. Баллон с кислородом емкостью 20 литров находится под давлением 10 МПа при 15°C. После израсходования части кислорода давление понизилось до 7,6 МПа, а температура упала до 10°C.

Определить массу израсходованного кислорода.

Ответ: $M_2 = 2,067$ кг.

151. На заводской теплоэлектроцентрали установлены две паровые турбины с противодавлением мощностью 4000 кВт каждая. Весь пар из турбины направляется на производство, откуда он возвращается обратно в котельную в виде конденсата при температуре насыщения. Турбины работают с полной нагрузкой при следующих параметрах пара: $p_1 = 3,5$ МПа, $t_1 = 435^\circ\text{C}$, $p_2 = 0,12$ МПа. Принимая, что установка работает по циклу Ренкина.

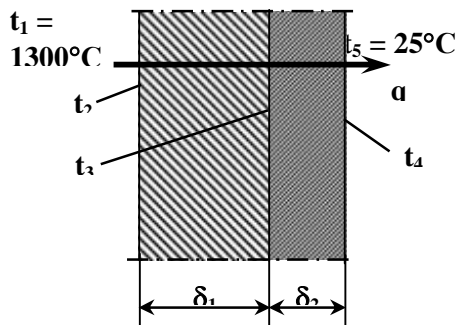
Определить часовой расход топлива, если КПД котельной равен 0,84, а теплота сгорания топлива $Q_H^p = 28470$ кДж/кг.

Ответ: $B = 4511$ кг/ч

152. В цилиндре с подвижным поршнем находится $0,8 \text{ м}^3$ воздуха при давлении $p_i = 0,5$ МПа. Как должен измениться объем, чтобы при повышении давления до $0,8$ МПа температура воздуха не изменилась?

Ответ: $V = 0,5 \text{ м}^3$

153. Стенка печи состоит из двух слоев: огнеупорного кирпича ($\delta_1 = 500$ мм) и строительного кирпича ($\delta_2 = 250$ мм). Температура внутри печи 1300°C , температура окружающего пространства 25°C .



Определить:

а) потери теплоты с 1 м^2 поверхности стенки;

б) температуру t_3 на грани между огнеупорным и строительным кирпичом.

Коэффициент теплоотдачи от печных газов к стенке $\alpha_1 = 34,8 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$; коэффициент теплоотдачи от стенки к воздуху $\alpha_2 = 16,2 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$. Коэффициент теплопроводности огнеупорного кирпича $\lambda_1 = 1,16 \text{ Вт}/(\text{м} \cdot \text{К})$; коэффициент теплопроводности строительного кирпича $\lambda_2 = 0,58 \text{ Вт}/(\text{м} \cdot \text{К})$

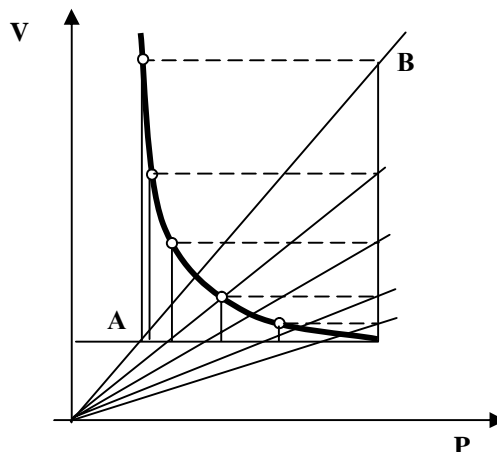
Ответ: потери теплоты $q = 1340 \text{ Вт}/\text{м}^2$; $t_3 = 684^\circ\text{C}$.

154. Поршневой компрессор всасывает за минуту 3 м^3 воздуха при температуре $t = 17^\circ\text{C}$ и барометрическом давлении $B = 100$ кПа и нагнетает его в резервуар, объем которого равен $8,5 \text{ м}^3$. За сколько минут компрессор поднимет давление в резервуаре до $0,7$ МПа, если температура в нем будет оставаться постоянной? Начальное давление воздуха в резервуаре составляло 100 кПа при температуре 17°C .

Ответ: за 17 минут

155. Построить в координатах $p-v$ изотерму сжатия, если дана точка 1, характеризующая начальное состояние газа.

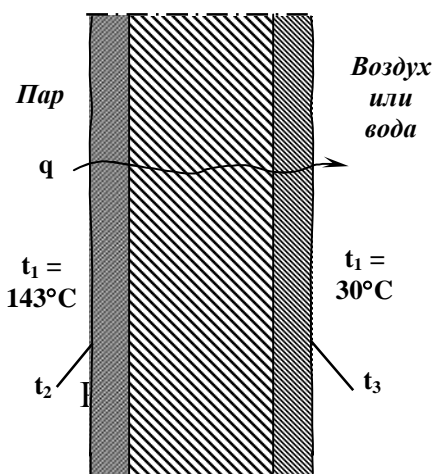
Ответ:



156. По трубопроводу, диаметр которого $d = 400$ мм движется воздух со скоростью $\omega = 6$ м/с. Температура воздуха $t = 100$, $p = 1$ бар. Определить для этого случая движения Re , Pe , Pr .

Ответ: $Re = 102500$; $Pe = 70700$; $Pr = 0,69$

157. Определить среднюю температуру стенки с паровым подогревателе, в котором греющим паром ($p_{абс.} = 0,4$ МПа) подогревается:
- воздух при атмосферном давлении;
 - вода.



Средняя температура как воздуха, так и воды 30°C . Толщина стенки стальных труб $\delta_{ст.} = 4$ мм. Коэффициенты теплоотдачи для пара, воздуха и воды взять приближенно по средним табличным данным турбулентного течения в трубах: коэффициент теплоотдачи для конденсирующего пара $\alpha_{п.} = 13300 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{K})$, для воздуха $\alpha_{возд.} = 46,4 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{K})$, для воды $\alpha_{в.} = 3420 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{K})$. Коэффициент теплопроводности стали $\lambda_{ст.} = 46,5 \text{ Вт}/(\text{м} \cdot \text{K})$

Учесть наличие ржавчины с обеих сторон стенки. Тепловая проводимость одного слоя ржавчины: $1/\gamma_{рж.} = 2320 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{K})$.

Обозначение температур показано на рисунке.

Ответ: а) $t_{ср.} = 140^\circ\text{C}$; б) $t_{ср.} = 96^\circ\text{C}$.

158. По трубопроводу, имеющему диаметр $d = 250$ мм, движется вода, температура которой $t = 80^\circ\text{C}$. Скорость движения $\omega = 1,5$ м/с. Определить Re , Pe , Pr . (справочные данные: $\nu = 0,001029 \text{ м}^3/\text{кг}$; $\rho = 972 \text{ кг}/\text{м}^3$; $\eta = 0,355 \cdot 10^{-3}$)

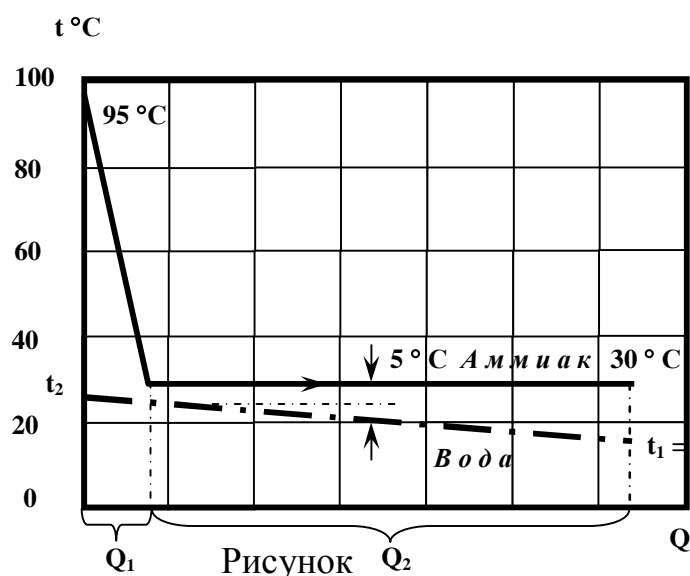
Ответ: $Re = 1025000$; $Pe = 2270000$; $Pr = 2,21$

- 159.** 1 кг воздуха совершает цикл Карно между температурами $327\text{ }^{\circ}\text{C}$ и $27\text{ }^{\circ}\text{C}$. Количество тепла, отводимого в холодный источник, 35 кДж/кг . Определить q_1 .

Ответ: 70 кДж/кг .

- 160.** В противоточный трубчатый конденсатор поступает $1/200\text{ кг/ч}$ аммиака под давлением $p_{\text{абс.}} = 1,19\text{ МПа}$ при температуре $95\text{ }^{\circ}\text{C}$. Конденсатор охлаждается водой, поступающей при температуре $15\text{ }^{\circ}\text{C}$. Жидкий аммиак выходит из аппарата при температуре конденсации.

Какое количество воды надо подавать в конденсатор, если наименьшая разность температур аммиака и воды в конденсаторе допускается в 5 К ; какую температуру будет иметь вода на выходе из конденсатора?



Указание:

По диаграмме Т-С для аммиака находим, что температура конденсации аммиака под давлением $p_{\text{абс.}}=1,19\text{ МПа}$ равняется $30\text{ }^{\circ}\text{C}$. Следовательно, входящий в конденсатор с температурой $95\text{ }^{\circ}\text{C}$ аммиак находится в состоянии перегретого пара.

Ответ: $Q = 73600\text{ Вт}$; $t_2 = 299,6\text{ }^{\circ}\text{K} = 26,6\text{ }^{\circ}\text{C}$.

- 161.** 10 кг азота, занимающего объем $0,85\text{ м}^3$ при температуре 293 К , расширяются адиабатно до конечного давления 196 кПа .

Определить начальное давление, конечный объем, температуру и работу, совершенную газом.

Ответ: $p_1 = 10,2 \cdot 10^5\text{ Па}$; $V_2 = 2,77\text{ м}^3$; $T_2 = 183\text{ К}$; $L = 8,1 \cdot 10^5\text{ Дж}$.

- 162.** Воздух при давлении $p_1 = 0,1\text{ МПа}$ и температуре $t_1 = 300\text{ }^{\circ}\text{C}$ вытекает из резервуара. Найти значение p_2 , при котором теоретическая скорость адиабатного истечения будет равна критической, и величину этой скорости.

Ответ: $p_{\text{кр}} = 0,0528\text{ МПа}$; $\omega_{\text{кр}} = 310\text{ м/с}$

- 163.** Теплота крекинг-остатка, уходящего из крекинг-установки, используется для подогрева нефти, которая поступает для переработки на эту установку.

Определить среднюю разность температур в теплообменнике между обогревающим крекинг-остатком и нагреваемой нефтью, если крекинг-

остаток имеет температуры $t_n = 300^\circ\text{C}$, $t_k = 200^\circ\text{C}$, а нефть $t_n = 25^\circ\text{C}$, $t_k = 175^\circ\text{C}$.

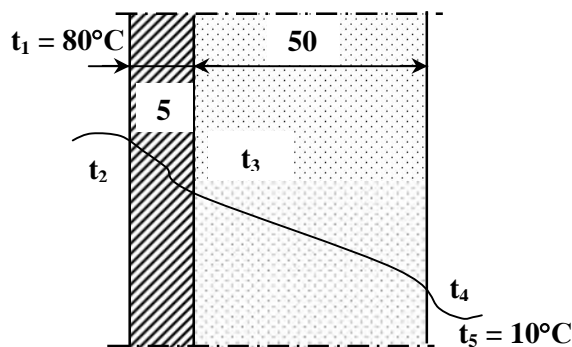
Указание: при решении задачи рассмотреть два случая: прямоток (обе жидкости движутся в одном направлении) и противоток (жидкости движутся в противоположных направлениях)

Ответ: $\Delta t_{\text{ср.}} = 104 \text{ K}$; $\Delta t_{\text{ср.}} = 150 \text{ K}$.

- 164.** Разрежение в конденсаторе паровой турбины составляет $h = 0,95$ бар при абсолютном давлении $B = 745$ мм рт.ст. Определить абсолютное давление в конденсаторе.

Ответ: 0,042 бар.

- 165.** Определить температуры внутренней t_2 и наружной t_3 поверхностей стенки теплообменника, а также температуру t_4 наружной поверхности изоляции, которой покрыт аппарат. Температура жидкости в теплообменнике $t_1 = 80^\circ\text{C}$, температура наружного воздуха $t_5 = 10^\circ\text{C}$. Теплообменник сделан из стали: толщина стальной стенки $\delta_{\text{ст.}} = 5$ мм, толщина изоляции $\delta_{\text{из.}} = 50$ мм. Коэффициент теплоотдачи от жидкости к стенке аппарата $\alpha_1 = 232 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{K})$, коэффициент теплоотдачи от поверхности изоляции к воздуху $\alpha_2 = 10,4 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{K})$, коэффициент теплопроводности изоляции $\lambda_{\text{из.}} = 0,12 \text{ Вт}/(\text{м} \cdot \text{K})$



Рисунок

Ответ: $t_2 = 79,4^\circ\text{C}$; $t_3 = 79,4^\circ\text{C}$; $t_4 = 22,4^\circ\text{C}$

- 166.** Определить теплоту, полезно использованную в водогрейном котле, если известны расход топлива $B = 1,2 \text{ кг/с}$, расход воды $M_v = 70 \text{ кг/с}$, температура воды, поступающей в котел $t_1 = 70^\circ\text{C}$ и температура воды, выходящей из него, $t_2 = 150^\circ\text{C}$.

Ответ: $Q_1 = 19553 \text{ кДж/кг}$

- 167.** Определить, используя $I - d$ диаграмму, влагосодержание, энтальпию, точку роса и парциальное давление водяного пара при температуре воздуха $t = 20^\circ\text{C}$ и относительной влажности $\phi = 60\%$

Ответ: $d = 9,0 \text{ калл/кг}$; $P_{\text{ВП}} = 10 \text{ мм рт. ст.}$

- 168.** Воздух течет внутри трубки, имея среднюю температуру t_b , давление $p_1 = 1 \text{ МПа}$ и скорость ω . Определить коэффициент теплоотдачи от трубы к воздуху (α_1), а также удельный тепловой поток, отнесенный к 1 м длины трубы, если внутренний диаметр трубы d_1 , толщина ее δ и теплопроводность $\lambda = 20 \text{ Вт/м}\cdot\text{К}$. Снаружи труба омывается горячими газами. Температура и коэффициент теплоотдачи горячих газов, омывающих трубу, соответственно равны t_r , α_r

Ответ: $\alpha_r = 19940 \text{ Вт/м}^2 \text{ град}$
 $q_\ell = 17,25 \text{ кВт}$

- 169.** Определить удельный лучистый тепловой поток q между двумя параллельно расположенными плоскими стенками, имеющими температуру $t_1 = 300^\circ\text{C}$ и $t_2 = 25^\circ\text{C}$ и степени черноты $\varepsilon_1 = 0,7$ $\varepsilon_2 = 0,58$, если между ними нет экрана. Определить q при наличии экрана со степенью черноты $\varepsilon_3 = 0,032$

Ответ: $q = 213,32 \text{ Вт/м}^2$

- 170.** Стенка топочной камеры выполнена с шамотного кирпича толщиной $S_1 = 125 \text{ мм}$ и слоя красного кирпича толщиной $S_2 = 400 \text{ мм}$. Температура на внутренней поверхности топочной камеры $t_{\text{ст}_1} = 950^\circ\text{C}$, на внешней поверхности красного кирпича $t_{\text{ст}_3} = 60^\circ\text{C}$. коэффициент теплопроводности шамотного кирпича $\lambda_1 = 0,9 \text{ Вт/м}\cdot\text{град}$, для красного кирпича $\lambda_2 = 0,75 \text{ Вт/м}\cdot\text{град}$.
Определить потерю теплоты через 1 м^2 стенки топочной камеры и температуру в плоскости стыка слоев $t_{\text{ст}_2}$.

ПРИЛОЖЕНИЯ

Соотношения между единицами измерения давления

Наименование единиц	Ньютон на квадратный метр, Па	Бар, бар	Килограмм – сила на квадратный метр, кгс/м ²	Физическая атмосфера, атм	Миллиметр водяного столба ¹ ; мм вод. ст.	Миллиметр ртутного столба ² , мм рт. ст.	Английский фунт на квадратный дюйм
1 н/м ² , Па	1	$1 \cdot 10^{-5}$	1,101972	$0,98692 \cdot 10^{-5}$	0,101972	$750,06 \cdot 10^{-5}$	$14,5038 \cdot 10^{-5}$
1 бар	10^5	1	10197,2	0,98692	10197,2	750,06	14,5038
1 кгс/м ²	9,80665	$9,80665 \cdot 10^{-5}$	1	$0,96784 \cdot 10^{-4}$	1	$735,55 \cdot 10^{-4}$	$14,2233 \cdot 10^{-4}$
1 атм (физ.)	$1,01325 \cdot 10^5$	1,01325	$1,03323 \cdot 10^4$	1	$1,03323 \cdot 10^{-4}$	760	14,6959
10 ⁴ мм вод. ст.	$0,980665 \cdot 10^5$	0,980665	10 ⁴	0,96784	10 ⁴	735,55	14,2233
10 ³ мм. рт. ст.	$1,33322 \cdot 10^5$	1,33322	$1,35951 \cdot 10^4$	$1,31579 \cdot 10^4$	$1,35951 \cdot 10^4$	10 ³	19,3368
10 lb/sq · in	$0,68948 \cdot 10^5$	0,68948	$0,70307 \cdot 10^4$	0,68046	$0,70307 \cdot 10^4$	517,15	10

¹При $t = 4^{\circ}\text{C}$ и нормальном ускорении свободного падения $q_H = 9,80665 \text{ м/с}^2$.

²При $t = 0^{\circ}\text{C}$ и $q_H = 9,80665 \text{ м/с}^2$.

Соотношение между единицами измерения энергии

Единицы измерения	Килоджоули, кДж	Килокалории, ккал	Киловатт-часы, кВт · ч	Килограммометры, кгс · м	Лошадиные силы, л. с · ч
10 кДж	10,0000	2,38846	0,002778	1019,72	0,0037767
10 ккал	41,868	10	0,011630	4269,4	0,015813
1 кВт · ч	3600	859,845	1	367098	1,35962
100 кгс · м	0,980665	0,23423	0,00027239	100	0,00037037
1 л. с · ч	2647,80	632,41	0,73550	270000	1

Некоторые внесистемные единицы

Величина	Единица измерения	Сокращенное обозначение единиц
Время	час, сутки	ч, сут
Работа, энергия	киловатт-час	кВт · ч
Масса вещества в килограммах, численно равная его молекулярной массе	киломоляр	кмоль
Давление	миллиметр водяного столба	мм вод. ст.
	миллиметр ртутного столба	мм рт. ст.
	бар	бар

Множители и приставки для образования десятичных кратных и дольных единиц и их наименований (СТ СЭВ 1052-78)

Множитель	Приставка	Обозначение	Множитель	Приставка	Обозначение
10^{12}	тера	Т	10^{-1}	деци	д
10^9	гига	Г	10^{-2}	санتي	с
10^6	мега	М	10^{-3}	милли	м
10^3	кило	к	10^{-6}	микро	мк
10^2	гекто	г	10^{-9}	нано	н
10	дека	да	10^{-12}	пико	п

Перевод некоторых величин, измеренных в единицах системы МКТСС или во внесистемных единицах, в единицы международной системы СИ

Масса	$1 \text{ т. е. м.} = 1 \text{ кгс} \cdot \text{с}^2 / \text{м} = 9,80665 \text{ кг}$
Сила	$1 \text{ кгс} = 9,80665 \text{ н}$
Плотность	$1 \text{ т. е. м} / \text{м}^3 = 1 \text{ кгс} \cdot \text{с}^2 / \text{м}^4 = 9,80665 \text{ кг} / \text{м}^3$
Давление	$1 \text{ кгс} / \text{м}^2 = 9,80665 \text{ Н} / \text{м}^2$
Работа	$1 \text{ кгс} \cdot \text{м} = 1 / 426,94 \text{ ккал} = 9,80665 \text{ Дж}$
Теплота, энтальпия, внутренняя энергия, потенциалы	$1 \text{ ккал} = 1 / 859,845 \text{ кВт} \cdot \text{ч} = 4,1868 \cdot 10^3 \text{ Дж}$
Энергия	$1 \text{ Вт} \cdot \text{ч} = 3600 \text{ Дж}$

Величина	Единицы физических величин в СИ	Соотношения между единицами физических величин СИ и наиболее часто встречающимися единицами других систем и внесистемными
Вязкости коэффициент динамический	Па · с	$1 \text{ П} = 1 \text{ дин} \cdot \text{с}/\text{см}^2 = 0,1 \text{ Па} \cdot \text{с}$ $1 \text{ сП} = \frac{1}{9180} \frac{\text{кгс} \cdot \text{с}}{\text{м}^2} = 10^{-3} \text{ Па} \cdot \text{с} = 1 \text{ мПа} \cdot \text{с}$
Вязкости коэффициент кинематический	м ² /с	$1 \text{ Ст} = 1 \text{ см}^2/\text{с} = 10^{-4} \text{ м}^2/\text{с}$
Давление	Па	$1 \text{ бар} = 10^5 \text{ Па}$ $1 \text{ мбар} = 100 \text{ Па}$ $1 \text{ дин}/\text{см}^2 = 1 \text{ мкбар} = 0,1 \text{ Па}$ $1 \text{ кгс}/\text{см}^2 = 1 \text{ ат} = 9,81 \cdot 10^4 \text{ па} = 735 \text{ мм рт. ст.}$ $1 \text{ кгс}/\text{м}^2 = 9,81 \text{ Па}$ $1 \text{ мм вод. ст.} = 9,81 \text{ Па}$ $1 \text{ мм рт. ст.} = 133,3 \text{ Па}$
Мощность	Вт	$1 \text{ кгс} \cdot \text{м}/\text{с} = 9,81 \text{ Вт}$ $1 \text{ ккал}/\text{ч} = 1,163 \text{ Вт}$
Натяжение поверхностное	Н/м	$1 \text{ кгс}/\text{м} = 9,81 \text{ Дж}/\text{м}^2$ $1 \text{ эрг}/\text{см}^2 = 1 \text{ дин}/\text{см} = 10^{-3} \text{ Дж}/\text{м}^2 = 10^{-3} \text{ Н}/\text{м}$
Объем	м ³	$1 \text{ л} = 10^{-3} \text{ м}^3$
Объем удельный	м ³ /кг	$1 \text{ м}^3/\text{т} = 10^{-3} \text{ м}^3/\text{кг}$ $1 \text{ дм}^3/\text{кг} = 1 \text{ см}^3/\text{г} = 10^{-3} \text{ м}^3/\text{кг}$
Плотность	кг/м ³	$1 \text{ т}/\text{м}^3 = 1 \text{ кг}/\text{дм}^3 = 1 \text{ г}/\text{см}^3 = 10^3 \text{ кг}/\text{м}^3$ $1 \text{ кгс} \cdot \text{с}^2/\text{м}^4 = 9,81 \text{ кг}/\text{м}^3$
Поверхностная плотность теплового потока (теплонпряжение, удельная тепловая нагрузка)		
Работа, энергия, количество теплоты	Дж	$1 \text{ кгс} \cdot \text{м} = 9,81 \text{ Дж}$ $1 \text{ эрг} = 10^{-7} \text{ Дж}$ $1 \text{ кВт} \cdot \text{ч} = 3,6 \cdot 10^6 \text{ Дж}$ $1 \text{ ккал} = 4,1868 \cdot 10^3 \text{ Дж} = 4,19 \text{ кДж}$
Расход объемный	м ³ /с	$1 \text{ л}/\text{мин} = 16,67 \cdot 10^{-6} \text{ м}^3/\text{с}$
Скорость угловая	рад	$1 \text{ об}/\text{мин} = \frac{\pi}{3} \text{ рад}/\text{с}$ $1 \text{ об}/\text{с} = 2\pi \text{ рад}/\text{с}$

Величина	Единицы физических величин в СИ	Соотношения между единицами физических величин СИ и наиболее часто встречающимися единицами других систем и внесистемными
Теплоемкость удельная массовая	Дж/(кг·К)	1 ккал/(кг · °С) = 4,19 кДж/(кг · К) 1 эрг/(г · К) = 10 ⁻⁴ Дж/(кг · К)
Теплоотдачи коэффициент, теплопередачи коэффициент	Вт/(м ² · К)	1 ккал/(м ² · ч · °С) = 1,163 Вт/(м ² · К)
Теплопроводности коэффициент	Вт/(м · К)	1 ккал/(м ² · ч · °С) = 1,163 Вт/(м · К)
Теплота удельная (фазового превращения)	Дж/кг	1 ккал/кг = 1 кал/г = 4,19 кДж/кг
Частота	Гц	1 Гц = 1 с ⁻¹ 1 об/с = 1 Гц 1 об/мин = 1/60 Гц
Энтальпия удельная	Дж/кг	1 ккал/кг = 1 кал/г = 4,19 кДж/кг
Энтропия удельная	Дж/(кг · К)	1 ккал/(кг · °С) = 4,19 кДж/(кг · К)

Плотность твердых металлов

Материал	Плотность, кг/м ³	Насыпная плотность, кг/м ³	Материал	Плотность, кг/м ³	Насыпная плотность, кг/м ³
Антрацит	1600	—	Пробка	240	—
Апатит	3190	1850	Резина	1500	—
Асбест	2600	—	Селитра натриевая	2260	1200
Бетон	2300	—	Сода кристаллическая	1450	800
Винипласт	1380	—	Соль каменная	2350	1020
Гипс кристаллический	2240	1300	Стекло	2500	—
Глина сухая	—	1380	Текстолит	1380	—
Гранит	2700	—	Уголь древесный	1460	200
Зола	2200	680	Уголь каменный	1350	800
Известняк	2650	1800	Фосфорит	—	1600
Каучук	930	—	Цемент	2900	—
Кварц	2650	1500	Эмаль	2350	—
Керамика кислотоупорная	2600	—	<i>Металлы</i>		
Кирпич обыкновенный	1500	—	Сталь	7850	—
			Чугун серый	7250	—
			Медь катаная	8800	—

Материал	Плотность, кг/м ³	Насыпная плотность, кг/м ³	Материал	Плотность, кг/м ³	Насыпная плотность, кг/м ³
Кокс	1300	500	Латунь	8500	—
Колчедан серный	5000	3300	Алюминий	2700	—
Литье каменное	3000	—	Свинец	11400	—
Мел кусковой	2200	1300	<i>Огнеупоры</i>		
Мрамор	2600	—			
Парафин	900	—		1900	—
Парафин	1200	—		2900	—
Песок сухой	1500	1200		1900	—

Плотность некоторых жидкостей

Жидкость	Плотность, кг/м ³	Жидкость	Плотность, кг/м ³
Азотная кислота, 92 %	1500	Ртуть	13600
Аммиак, 26 %	910	Серная кислота, 30 %	1 220
Бензин	760	Соляная кислота, дымящая	1 210
Глицерин, 100 %	1270	Уксусная кислота, 70 %	1 070
» 80 %	ИЗО	» » , 30 %	1040
Диэтиловый эфир	710	Хлороформ	1530
Керосин	850	Четыреххлористый углерод	1630
Ксилол	880	Этилацетат	900
Мазут	890 – 950	Этиленхлорид	1280
Метиловый спирт, 90 %	870	Этиловый спирт, 100 %	790
» » , 30 %	950	» » , 70 %	850
Нафталин (расплавленный)	1100	» » , 40 %	920
Нефть	790 – 950	» » , 10 %	980

**Молекулярные массы, плотности и объемы киломолей при нормальных условиях,
критические температуры и критические давления некоторых газов**

Газ	Химическое обозначение	Молекулярная масса	Плотность ρ , кг/м ²	Объем киломоля μ_{H} , м ³ /кмоль	Критическая температура t , °С	Критическое давление $p_{\text{кр}}$, МПа	Критический объем $v_{\text{кр}}$, м ³ /кг	Источник
Воздух	–	28,97	1,2928	22,40	– 140,6	3,769	0,003196	[20]
Гелий	He ⁴	4,0026	0,1785	22,42	– 267,95	0,226	0,014343	[20]
Аргон	Ar	39,944	1,7839	22,39	– 122,50	4,858	0,001876	[13]
Водород	H ₂	2,0159	0,08987	22,43	– 239,9	1,2568	0,032258	[21]
Азот	N ₂	28,0134	1,2505	22,40	– 146,9	3,396	0,003835	[20]
Кислород	O ₂	31,9968	1,42895	22,39	– 118,38	5,087	0,0024600	[20]
Хлор	Cl ₂	70,904	3,22	22,02	144	7,711	0,001715	[18]
Окись углерода	CO	28,009	1,2500	22,40	– 140	3,496	0,003322	[18]
Двуокись углерода	CO ₂	44,0079	1,9768	22,26	31,05	7,383	0,002137	[13]
Сернистый газ	SO ₂	64,0658	2,9263	21,89	157,5	8,147	0,001904	[19]
Аммиак	NH ₃	17,0306	0,7714	22,08	132,4	11,298	0,0042553	[19]
Водяной пар	H ₂ O	18,014	(0,804)	(22,4)	374,12	22,115	0,003147	[22]

Основные физические свойства некоторых газов (паров)

Перечет в СИ: 1 мм рт. ст. = 133,3 Па; $1 \text{ кгс/см}^2 = 9,81 \cdot 10^4 \text{ Па}$.

Название	Формула	Плотность при 0°C и 760 мм рт. ст., кг/м^3	Мольная масса, кг/кмоль	Газовая постоянная, $\text{Дж/(кг} \cdot \text{К)}$	$\mathfrak{R} = c_p / c_v$	Температура кипения при 760 мм рт. ст., °C	Удельная теплота испарения при 760 мм рт. ст., кДж/кг	Критические точки		Вязкость μ_0 при 0°C и $P_{\text{абс}} = \text{МПа}$	
								температура, °C	давление (абсолютное)	$\text{мПа} \cdot \text{с}$	константа C уравнения (1.11)
Азот	N_2	1,25	28	297	1,40	– 195,8	199,4	– 147,1	3,349	17	114
Аммиак	NH_3	0,77	17	488	1,29	– 33,4	1374	132,4	11,15	9,18	626
Аргон	Ar	1,78	39,9	209	1,66	– 185,9	163	– 122,4	4,800	20,9	142
Аэтилен	C_2H_2	1,171	26,0	320	1,24	– 83,7 (возг.)	830	35,7	6,16	9,35	198
Бензол	C_6H_6	–	78,1	106	1,1	+80,2	394	288,5	4,77	7,2	–
Бутан	C_4H_{10}	2,673	58,1	143	1,08	– 0,5	387	152	3,75	8,1	377
Воздух	–	1,293	(29,0)	287	1,40	– 195	197	– 140,7	3,72	17,3	124
Водород	H_2	0,0899	2,02	4130	1,407	– 252,8	455	– 239,9	1,280	8,42	73
Гелий	He	0,179	4,0	2080	1,66	– 268,9	19,5	– 268,0	0,226	18,8	78
Двуокись азота	NO_2	–	46,0	181	1,31	21,2	712	158,2	10,000	–	–
Двуокись серы	SO_2	2,93	64,1	130	1,25	– 10,8	394	157,5	7,778	11,7	396
Двуокись углерода	CO_2	1,98	44,0	189	1,30	– 78,2 (возг.)	574,0	31,1	7,29	13,7	254
Кислород	O_2	1,429	32	260	1,40	– 183,0	213	– 118,8	4,971	20,3	131
Метан	CH_4	0,72	16,0	519	1,31	– 161,6	511	– 82,15	4,56	10,3	162
Окись углерода	CO	1,25	28,0	297	1,40	– 191,5	212	– 140,2	3,453	16,6	100
Пентан	C_5H_{12}	–	72,2	115	1,09	36,1	360	197,1	3,30	8,74	–
Пропан	C_3H_8	2,02	44,1	189	1,13	– 42,1	427	95,6	4,3	7,95	278
Пропилен	C_3H_6	1,91	42,1	198	1,17	– 47,7	440	91,4	4,54	8,35	322
Сероводород	H_2S	1,54	34,1	244	1,30	– 60,2	549	100,4	18,89	11,66	–
Хлор	Cl_2	3,22	70,9	117	1,36	– 33,8	306	144,0	7,61	(16°)	351
Хлористый метил	CH_3Cl	2,3	50,5	165	1,28	– 24,1	406	148	6,60	9,89	454
Этан	C_2H_6	1,36	30,1	277	1,20	– 88,50	486	32,1	4,885	8,5	287
Этилен	C_2H_4	1,26	28,1	297	1,20	– 103,7	482	9,7	5,07	9,85	241

Свойства насыщенного водяного пара в зависимости от температуры Пересчет в СИ: 1
 $\text{кгс/см}^2 = 9,81 \cdot 10^4 \text{ Па}$.

Темпера- тура, °С	Давление (абсо- лютное), кгс/см^2	Удельный объем, $\text{м}^3/\text{кг}$	Плотность, кг/м^3	Удельная эн- тальпия жид- кости i' , кДж/кг	Удельная эн- тальпия пара i'' , кДж/кг	Удельная те- плота парооб- разования, кДж/кг
0	0,0062	206,5	0,00484	0	2493,1	2493,1
5	0,0089	147,1	0,00680	20,95	2502,7	2481,7
10	0,0125	106,4	0,00940	41,90	2512,3	2470,4
15	0,0174	77,9	0,01283	62,85	2522,4	2459,5
20	0,0238	57,8	0,01729	83,80	2532,0	2448,2
25	0,0323	43,40	0,02304	104,75	2541,7	2436,9
30	0,0433	32,93	0,03036	125,70	2551,3	2425,6
35	0,0573	25,25	0,03960	146,65	2561,0	2414,3
40	0,0752	19,55	0,05114	167,60	2570,6	2403,0
45	0,0977	15,28	0,06543	188,55	2579,8	2391,3
50	0,1258	12,054	0,0830	209,50	2589,5	2380,0
55	0,1605	9,589	0,1043	230,45	2598,7	2368,2
60	0,2031	7,687	0,1301	251,40	2608,3	2356,9
65	0,2550	6,209	0,1611	272,35	2617,5	2345,2
70	0,3177	5,052	0,1979	293,30	2626,3	2333,0
75	0,393	4,139	0,2416	314,3	2636	2321
80	0,483	3,414	0,2929	335,2	2644	2310
85	0,590	2,832	0,3531	356,2	2653	2297
90	0,715	2,365	0,4229	377,1	2662	2285
95	0,862	1,985	0,5039	398,1	2671	2273
100	1,033	1,675	0,5970	419,0	2679	2260
105	1,232	1,421	0,7036	440,4	2687	2248
110	1,461	1,212	0,8254	461,3	2696	2234
115	1,724	1,038	0,9635	482,7	2704	2221
120	2,025	0,893	0,1199	504,1	2711	2207
125	2,367	0,7715	1,296	525,4	2718	2194
130	2,755	0,6693	1,494	546,8	2726	2179
135	3,192	0,5831	1,715	568,2	2733	2165
140	3,685	0,5096	1,962	589,5	2740	2150
145	4,238	0,4469	2,238	611,3	2747	2125
150	4,855	0,3933	2,543	632,7	2753	2120
160	6,303	0,3075	3,252	654,1	2765	2089
170	8,080	0,2431	4,113	719,8	2776	2056
180	10,23	0,1944	5,145	763,8	2785	2021
190	12,80	0,1568	6,378	808,3	2792	1984
200	15,85	0,1276	7,840	852,7	2798	1945
210	19,55	0,1045	9,567	897,9	2801	1904
220	23,66	0,0862	11,600	943,2	2803	1860
230	28,53	0,07155	13,98	989,3	2802	1813
240	34,13	0,05967	16,76	1035	2799	1763
250	40,55	0,04998	20,01	1082	2792	1710
260	47,85	0,04199	23,82	1130	2783	1653
270	56,11	0,03538	28,27	1178	2770	1593
280	65,42	0,02988	33,47	1226	2754	1528
290	75,88	0,02525	39,60	1275	2734	1459
300	87,6	0,02131	46,93	1327	2710	1384

Темпера- тура, °С	Давление (абсо- лютное), кгс/см ²	Удельный объем, м ³ /кг	Плотность, кг/м ³	Удельная эн- тальпия жид- кости i' , кДж/кг	Удельная эн- тальпия пара i'' , кДж/кг	Удельная те- плота парооб- разования, кДж/кг
310	100,7	0,01799	55,59	1380	2682	1302
320	115,2	0,01516	65,95	1437	2650	1213
330	131,3	0,01273	78,53	1498	2613	1117
340	149,0	0,01064	93,98	1564	2571	1009
350	168,6	0,00884	113,2	1638	2519	881,2
360	190,3	0,00716	139,6	1730	2444	713,6
370	214,5	0,00585	171,0	1890	2304	411,5
374	225	0,00310	322,6	2100	2100	0

Свойства насыщенного водяного пара в зависимости от давления Пересчет в СИ: 1 кгс/см²
= 9.81 · 10⁴ Па.

Давление (абсо- лютное), кгс/см ²	Темпера- тура, °С	Удельный объ- ем, м ³ /кг	Плотность, кг/м ³	Удельная энтальпия жидкости i' , кДж/кг	Удельная энтальпия пара i'' , кДж/кг	Удельная теплота па- рообразова- ния, кДж/кг
0,01	6,6	131,60	0,00760	27,7	2506	2478
0,015	12,7	89,64	0,01116	53,2	2518	2465
0,02	17,1	68,27	0,01465	71,6	2526	2455
0,025	20,7	55,28	0,01809	86,7	2533	2447
0,03	23,7	46,53	0,02149	99,3	2539	2440
0,04	28,6	35,46	0,02820	119,8	2548	2429
0,05	32,5	28,73	0,03481	136,2	2556	2420
0,06	35,8	24,19	0,04133	150,0	2562	2413
0,08	41,1	18,45	0,05420	172,2	2573	2400
0,10	45,4	14,96	0,06686	190,2	2581	2390
0,12	49,0	12,60	0,07937	205,3	2588	2382
0,15	53,6	10,22	0,09789	224,6	2596	2372
0,20	59,7	7,977	0,1283	250,1	2607	2358
0,30	68,7	5,331	0,1876	287,9	2620	2336
0,40	75,4	4,072	0,2456	315,9	2632	2320
0,50	80,9	3,304	0,3027	339,0	2642	2307
0,60	85,5	2,785	0,3590	358,2	2650	2296
0,70	89,3	2,411	0,4147	375,0	2657	2286
0,80	93,0	2,128	0,4699	389,7	2663	2278
0,90	96,2	1,906	0,5246	403,1	2668	2270
1,0	99,1	1,727	0,5790	415,2	2677	2264
1,2	104,2	1,457	0,6865	437,0	2686	2249
1,4	108,7	1,261	0,7931	456,3	2693	2237
1,6	112,7	1,113	0,898	473,1	2703	2227
1,8	116,3	0,997	1,003	483,6	2709	2217
2,0	119,6	0,903	1,107	502,4	2710	2208
3,0	132,9	0,6180	1,618	558,9	2730	2171
4,0	142,9	0,4718	2,120	601,1	2744	2141
5,0	151,1	0,3825	2,614	637,7	2754	2117

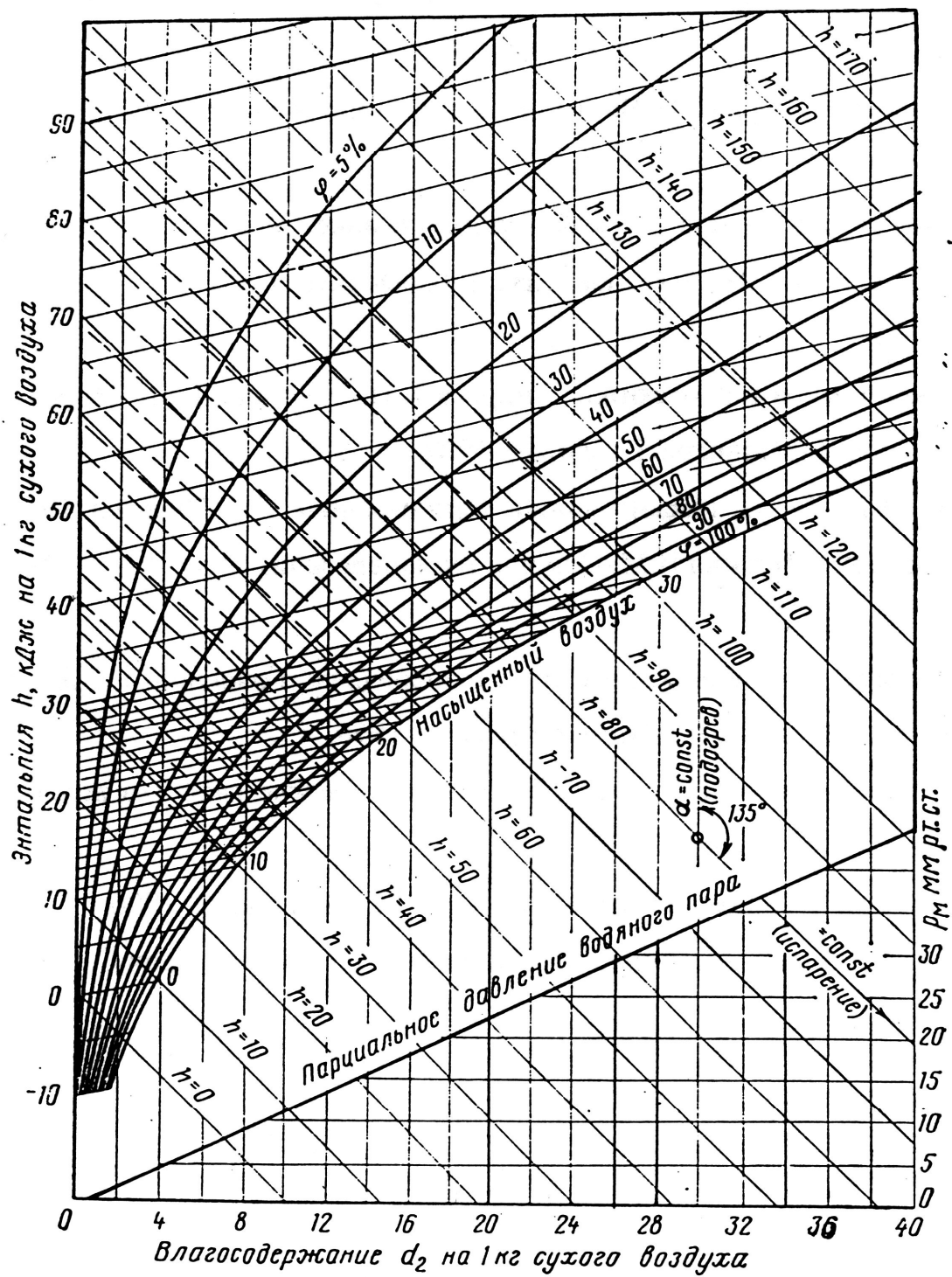
Давление (абсолютное), кгс/см ²	Температура, °С	Удельный объем, м ³ /кг	Плотность, кг/м ³	Удельная энтальпия жидкости i' , кДж/кг	Удельная энтальпия пара i'' , кДж/кг	Удельная теплота парообразования, кДж/кг
6,0	158,1	0,3222	3,104	667,9	2768	2095
7,0	164,2	0,2785	3,591	694,3	2769	2075
8,0	169,6	0,2454	4,075	718,4	2776	2057
9,0	174,5	0,2195	4,536	740,0	2780	2040
10	179,0	0,1985	5,037	759,6	2784	2024
11	183,2	0,1813	5,516	778,1	2787	2009
12	187,1	0,1668	5,996	795,3	2790	1995
13	190,7	0,1545	6,474	811,2	2793	1984
14	194,1	0,1438	6,952	826,7	2795	1968
15	197,4	0,1346	7,431	840,9	2796	1956
16	200,4	0,1264	7,909	854,8	2798	1943
17	203,4	0,1192	8,389	867,7	2799	1931
18	206,2	0,1128	8,868	880,3	2800	1920
19	208,8	0,1070	9,349	892,5	2801	1909
20	211,4	0,1017	9,83	904,2	2802	1898
30	232,8	0,06802	14,70	1002	2801	1800
40	249,2	0,05069	19,73	1079	2793	1715
50	262,7	0,04007	24,96	1143	2780	1637
60	274,3	0,03289	30,41	1199	2763	1565
70	284,5	0,02769	36,12	1249	2746	1497
80	293,6	0,02374	42,13	1294	2726	1432
90	301,9	0,02064	48,45	1337	2705	1369
100	309,5	0,01815	55,11	1377	2684	1306
120	323,1	0,01437	69,60	1455	2638	1183
140	335,0	0,01164	85,91	1531	2592	1061
160	345,7	0,00956	104,6	1606	2540	934
180	355,4	0,00782	128,0	1684	2483	799
200	364,2	0,00614	162,9	1783	2400	617
225	374,0	0,00310	322,6	2100	2100	0

Соотношение между единицами физических величин

Величины	Единицы физических величин в СИ	Соотношения между единицами физических величин СИ и наиболее часто встречающимися единицами других систем и внесистемными
Длина	м	1 мкм = 10^{-6} м 1 А = 10^{-10} м
Масса	кг	1 т = 1000 кг 1 ц = 100 кг
Температура	К	$t^{\circ}\text{C} = (t + 273,15) \text{ K}$
Угол плоский	рад	$1^{\circ} = \pi/180 \text{ рад}$ $1' = \pi/10\,800 \text{ рад}$ 1 оборот = $2\pi \text{ рад} = 6,28 \text{ рад}$
Вес (сила тяжести)	Н	1 кгс = 9,81 Н 1 дин = 10^{-5} Н

Коэффициенты теплопроводности некоторых материалов

Материал	Плотность (для сыпучих материалов насыпная плотность). кг/м ³	Коэффициент теп- лопроводности, Вт (м · К)
Асбест	600	0,151
Бетон	2300	1,28
Винипласт	1380	0,163
Войлок шерстяной	300	0,047
Дерево (сосна) поперек волокон	600	0,140 – 0,174
Дерево (сосна) вдоль волокон	600	0,384
Кладка из обыкновенного кирпича	1700	0,698 – 0,814
Кладка из огнеупорного кирпича	1840	1,05*
Кладка из изоляционного кирпича	600	0,116 – 0,209
Краска масляная	–	0,233
Лед	920	2,33
Литье каменное	3000	0,698
Магnezия 85 % в порошке	216	0,070
Накипь, водяной камень	–	1,163 – 3,49
Опилки древесные	230	0,070 – 0,093
Пенопласт	30	0,047
Песок сухой	1500	0,349 – 0,814
Пробковая мелочь	160	0,047
Ржавчина (окалина)	–	1,16
Совелит	450	0,098
Стеклянная вата	200	0,035 – 0,070
Текстолит	1380	0,244
Торфоплиты	220	0,064
Шлаковая вата	250	0,076
Эмаль	2350	0,872 – 1,163
Металлы		
Алюминий	2700	203,5
Бронза	8000	64,0
Латунь	8500	93,0
Медь	8800	384
Свинец	11400	94,9
Сталь	7850	46,5
Сталь нержавеющая	7900	17,5
Чугун	7500	46,5 – 93,0



Id – диаграмма влажного воздуха при $p = 745$ мм рт. ст.
(993,3 гПа)

Ориентировочные значения коэффициентов теплоотдачи и теплопередачи

В табл. () приведены приближенные значения коэффициентов теплоотдачи (с округлением) для воды и воздуха, вычисленные для основных случаев конвективной теплоотдачи, а в табл. () – ориентировочные значения коэффициентов теплопередачи, полученные практически для различных случаев теплообмена.

Таблица () – Ориентировочные значения коэффициентов теплоотдачи для
воды и воздуха

Вид теплоотдачи	Ориентировочные значения коэффициента теплоотдачи, Вт/(м ² ·)		Примечание
	Вода	Воздух Р _{абс.} = 0,1 МПа	
Вынужденное турбулентное течение: а) в трубах и каналах	1200 – 5800	35 – 60	d = 30 мм. Приведенные значения α соответствуют скоростям для воды от 0,2 до 1,5 м/с для воздуха 8 – 15 м/с
б) При поперечном обтекании	3100 – 10000	70 – 100	шахматный пучок; ε _φ = 1
Свободное движение	250 – 900	3 – 9	–
Кипение воды	2000 – 24000		Давление атмосферное. Значения α соответствует Δt = 5 ÷ 15 К
Конденсация насыщенного пара на наружной поверхности горизонтальной трубы	9300 – 15000	–	Давление насыщенного пара (абс.) 0,4 Мпа; d = 30мм. Значения α соответствует Δt = 35 ÷ 5 К

Таблица () – Ориентировочные значения коэффициента теплопередачи
при разных видах теплообмена

Вид теплообмена	Ориентировочные значения коэффициента теплопередачи, Вт/(м ² · К)	
	вынужденное движение	свободное движение
От (при не высоких давлениях) газа к конденсатору	10 – 40	4 – 12
От газа к жидкости (газовые холодильники)	10 – 60	6 – 20
От конденсирующегося пара к газу (воздухоподогреватели)	10 – 60	6 – 12
От жидкости к жидкости (вода)	800 – 1700	140 – 340
От жидкости к жидкости (углеводороды, масла)	120 – 270	30 – 60
От конденсирующегося пара к воде (конденсаторы, подогреватели)	800 – 3500	300 – 1200
От конденсирующегося пара к органическим жидкостям (подогреватели)	120 – 340	60 – 170
От конденсирующегося пара органических веществ к воде (конденсаторы)	300 – 800	230 – 460
От конденсирующегося пара к кипящей жидкости (испарители)	–	300 – 2500

СПИСОК РЕКОМЕНДУЕМОЙ ЛИТЕРАТУРЫ

1. Кириллин В.А., Сычев В.В., Шейдлин А.Е. техническая термодинамика. – М.: Наука, 1979.
2. Крутов В.И., Исаев С.И., Кожин И.Л. и др. Техническая термодинамика. – М.: Высш.шк., 1991.
3. Баскаков А.П., Берг Б.В., Витт О.К. и др. Теплотехника. – М.: Энергоатомиздат, 1991.
4. Сборник задач по технической термодинамики: Учебное пособие для вузов / Андрианова Т.Н., Дзампов Б.В., Зубарев В.Н. и др. – М.: Энергоатомиздат, 1981.
5. Задачник з основ теплотехніки / Андрєєв Л.Н., Костенко Г.М., Мороз В.О. та інш. – Київ: видавництво і Техніка, 1987.
6. Литвин А.М. Теоретические основы теплотехники. – М.: Энергия, 1969.
7. Михеев М.А., Михеев И.М., Основы теплопередачи. – изд. 2 – е. – М.: Энергия, 1977.
8. Техническая термодинамика и теплопередача / Головинцев А.Г., Юдаев Б.Н., Федотов Е.И., – М.: Машиностроение, 1970.
9. Ривкин С.Л., Александров А.А. Теплодинамические свойства воды и водяного пара. – М.: Энергия, 1975.
10. Алексеев Г.Н. Общая теплотехника. – М.: Высшая школа, 1980.
11. Краснощеков Е.А., Сукомел А.С. Задачник по теплопередаче. – М.: Энергия, 1978.