

Министерство образования и науки Российской Федерации
Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение
высшего образования
«Ивановский государственный энергетический университет имени В.И. Ленина»

И.М. ЧУХИН

СБОРНИК ЗАДАЧ ПО ТЕХНИЧЕСКОЙ ТЕРМОДИНАМИКЕ

Учебное пособие

Издание 2-е, переработанное и дополненное

Иваново 2018

УДК 621.1.016.7

Ч 96

Чухин И.М. Сборник задач по технической термодинамике / ФГБОУВО «Ивановский государственный энергетический университет имени В.И. Ленина». – Иваново, 2018. – 248 с.

ISBN

Данное учебное пособие представляет собой 2-е издание, переработанное и дополненное по отношению к «Сборнику задач по технической термодинамике» [1]. Оно является практикумом к теоретическому курсу «Техническая термодинамика. Часть 1 и часть 2» [2, 3].

Содержит типовые и творческие задачи с ответами к основным разделам курса «Техническая термодинамика».

В начале разделов даются основные теоретические положения, расчетные зависимости и примеры решения типовых задач. В конце каждой главы пособия даны вопросы для самоподготовки. Весь материал имеет наглядное графическое сопровождение.

Материал соответствует вузовской программе курса «Техническая термодинамика». Пособие предназначено для студентов по направлениям подготовки бакалавров и магистров: «Теплоэнергетика и теплотехника» 13.03.01 и 13.04.01, «Энергетическое машиностроение» 13.03.03 и 13.04.03, «Управление в технических системах» 27.03.04, «Техносферная безопасность» 20.03.01, «Электроэнергетика и электротехника» 13.03.02, и специалистов «Атомные станции: проектирование, эксплуатация и инжиниринг» 14.05.02.

Табл. 11. Ил. 132. Библиогр.: 16 назв.

Печатается по решению редакционно-издательского совета ФГБОУВО «Ивановский государственный энергетический университет имени В.И. Ленина»

Научный редактор
кандидат технических наук Т.Е. Созинова

Рецензенты:
профессор, доктор технических наук В.В. Бухмиров (ФГБОУВО «Ивановский государственный энергетический университет имени В.И. Ленина»);
кафедра теоретических основ теплотехники ФГБОУВО «Ивановский государственный энергетический университет имени В.И. Ленина»

ISBN

© И.М. Чухин, 2018

ВВЕДЕНИЕ

В первой и второй частях пособий «Техническая термодинамика» [2, 3] автором рассмотрены теоретические положения курса.

Данное пособие – практикум для всех 18 разделов, изложенных в двух частях пособия «Техническая термодинамика» [2, 3].

Пособие методически построено таким образом, что весь теоретический материал, необходимый для решения задач, приводится в начале каждого раздела, типовые задачи имеют примеры решения, а необходимый справочный материал сконцентрирован в приложениях. В конце разделов даются контрольные вопросы для самоподготовки.

Теоретический материал и задачи имеют графическое сопровождение, что облегчает восприятие теоретического курса и условий задач. Все задачи имеют ответы.

Ряд задач имеют творческие задания, позволяющие анализировать термодинамическую эффективность современных теплоэнергетических установок (ТЭУ). Оценка необратимости реальных процессов и современных циклов ТЭУ в таких задачах предлагается выполнять с помощью энтропийного и эксергетического методов.

База задач весьма значительна (297 задач), что предполагает использование пособия как задачника, предназначенного для работы со студентами во время практических занятий и для самоподготовки студентов дневной и заочной форм обучения.

1. ОСНОВНЫЕ ТЕРМИЧЕСКИЕ ПАРАМЕТРЫ СОСТОЯНИЯ

Термодинамическая система характеризуется определенными значениями ее свойств. Эти свойства *термодинамического тела (системы)* называются *параметрами состояния*.

Параметр состояния – любая величина, присущая телу, изменение которой определяется только начальным и конечным состояниями тела и не зависит от характера процесса изменения его состояния при переходе тела из первого состояния во второе.

Все термодинамические параметры введены человеком для удобства изучения окружающего мира. Однако не все параметры поддаются измерению приборами. Ряд параметров, не поддающихся измерению, человек ввел для удобства расчета термодинамических процессов. Эти *параметры* получаются *расчетным путем* и имеют в размерности величину работы (энергии) джоуль или калория. Например, к ним относятся энтальпия и энтропия. Такие параметры получили название **энергетических или калорических параметров, или функций состояния**. Параметры, которые возможно измерить приборами, называются **термическими**. К основным термическим параметрам состояния относятся: удельный объем, давление и температура.

Удельный объем

Удельный объем – это объем единицы массы вещества ($\text{м}^3/\text{кг}$):

$$v = \frac{V}{m}, \quad (1.1)$$

где V – объем тела, м^3 ; m – масса тела, кг.

Величина, обратная удельному объему, называется *плотностью* ($\text{кг}/\text{м}^3$):

$$\rho = \frac{m}{V} = \frac{1}{v}. \quad (1.2)$$

В практике часто используется *понятие удельного веса* – это вес единицы объема тела ($\text{Н}/\text{м}^3$):

$$\gamma = \frac{mg}{V} = \rho g, \quad (1.3)$$

где g – ускорение свободного падения (приблизительно $9,81 \text{ м}/\text{с}^2$).

При переводе любой величины с несистемной размерностью в СИ руководствуются следующим правилом: умножают эту величину

ну на эквивалент ее единицы в СИ, получаемый заменой единиц несистемных составляющих параметра величинами, эквивалентными СИ, и выполняют с ними арифметические действия операторами размерности. Например, для перевода удельного веса из г/см^3 в СИ необходимо

$$\gamma = 1 \frac{\text{г}}{\text{м}^3} = \frac{9,81 \cdot 10^{-3}}{10^{-6}} = 9,81 \cdot 10^3 \frac{\text{Н}}{\text{м}^3}.$$

При этом надо помнить, что $1 \text{ кгс} = 9,81 \text{ Н}$. Этим соотношением часто пользуются при переводе несистемных единиц в СИ.

Давление

Давление – это силовое воздействие (F) тела и его частей на окружающую среду или оболочку и на соседние части того же тела, приходящееся на единицу поверхности (S). Это силовое воздействие направлено перпендикулярно к любому элементу поверхности и уравновешивается обратно направленным силовым воздействием окружающей среды, оболочки или соседнего элемента того же тела.

$$p = \frac{F}{S}.$$

В СИ используется единица давления паскаль (Па), это 1 Н/м^2 , т.е. сила в один ньютон, действующая по нормали к поверхности площадью в один квадратный метр. Для технических измерений паскаль очень маленькая величина, поэтому ввели кратную паскалю единицу давления бар: $1 \text{ бар} = 10^5 \text{ Па}$. Выбор этой единицы измерения давления объясняется тем, что *атмосферное давление воздуха на поверхности Земли приблизительно равно одному бару*.

В технике часто используется единица измерения давления в старой системе (СГС) – *техническая атмосфера* $1 \text{ атм} = 1 \text{ кгс/см}^2$ (не путать с понятием физической атмосферы).

Часто измеряют давление, особенно небольшое, высотой столба жидкости (ртуть, вода, спирт и т.д.). Столб жидкости производит на дно сосуда давление, определяемое равенством

$$p = \frac{F}{S} = \frac{\rho g H S}{S} = \rho g H, \quad (1.4)$$

где ρ – плотность жидкости, кг/м^3 ;

H – высота столба жидкости, м;

g – ускорение свободного падения, м/с^2 ;

F , S – сила, действующая на дно сосуда, и площадь поверхности дна.

Из уравнения (1.4) следует, что давлению p соответствует высота столба жидкости $H = p/(\rho g)$, т.е. высота H прямо пропорциональна давлению, поскольку ρg – величина постоянная.

В практике высоту столба жидкости часто берут для оценки давления. Поэтому метры и миллиметры столба жидкости стали единицами измерения давления. Для перехода от высоты столба жидкости к паскалям необходимо в формулу (1.4) подставить все величины в СИ.

Например, в земных условиях плотность воды при $4\text{ }^{\circ}\text{C}$ составляет 1000 кг/м^3 , ртути при $0\text{ }^{\circ}\text{C}$ – 13595 кг/м^3 . Подставив эти величины в формулу (1.4), получим соотношения для 1мм столба этих жидкостей и давления в Па:

$$H = 1\text{ мм вод. ст. соответствует } p = 10^3 \cdot 9,81 \cdot 10^{-3} = 9,81\text{ Па};$$

$$H = 1\text{ мм рт.ст. соответствует } p = 13595 \cdot 9,81 \cdot 10^{-3} = 133,37\text{ Па}.$$

При определении давления высотой столба жидкости необходимо учитывать изменение ее плотности в зависимости от температуры. Это следует делать для сопоставления результатов измерения давления. Так, при определении атмосферного давления с помощью ртутного барометра его показания приводятся к $0\text{ }^{\circ}\text{C}$ исходя из соотношения

$$V_0 = V \cdot (1 - 0,000172 \cdot t), \quad (1.5)$$

где V – действительная высота ртутного столба барометра при температуре ртути $t\text{ }^{\circ}\text{C}$;

V_0 – показания барометра, приведенные к $0\text{ }^{\circ}\text{C}$.

В расчетах используются давления столбов жидкости, приведенные к $0\text{ }^{\circ}\text{C}$.

Измерение давления в технике основано на показаниях различных приборов, действующих по принципу отражения на шкале величины, численно равной разности давлений в месте замера и давления окружающей среды. Как правило, приборы имеют положительную шкалу, т.е. разность между большим и меньшим давлениями. Поэтому они подразделяются на приборы для замера давления: *больше атмосферного – манометры, меньше атмосферного – вакуумметры.*

Давление по шкале этих приборов называется манометрическим давлением p_M и вакуумным p_B соответственно. Давление в месте замера называется абсолютным p . Давление окружающей среды называется давлением атмосферного воздуха, или барометрическим V , поскольку приборы, как правило, установлены в окружающем их атмосферном воздухе.

Расчетные зависимости давления по приборам следующие:
манометрическое давление

$$p_M = p - B, \quad (1.6)$$

где p_M – манометрическое давление (по прибору);
 p – абсолютное давление;
 B – давление атмосферного воздуха (барометрическое);

вакуум

$$p_B = B - p, \quad (1.7)$$

где p_B – вакуум (показания вакуумметра).

Параметром состояния термодинамического тела является абсолютное давление, при использовании приборов оно будет определяться в зависимости от прибора по следующим зависимостям:

для манометра

$$p = p_M + B, \quad (1.8)$$

для вакуумметра

$$p = B - p_B. \quad (1.9)$$

Соотношения единиц измерения давления

Кроме единиц СИ в технике используются и другие единицы измерения давления. Приведем основные из них и их взаимосвязь.

1 техническая атмосфера:

$$p = 1 \text{ ат} = 1 \text{ кгс/см}^2 = 0,981 \text{ бар} = 10 \text{ м вод.ст.} = 735,6 \text{ мм рт.ст.};$$

1 бар:

$$p = 1 \text{ бар} = 750 \text{ мм рт.ст.} = 10,2 \text{ м вод. ст.} = 1,02 \text{ кгс/см}^2.$$

В физике используется понятие физической атмосферы – это давление, соответствующее 760 мм ртутного столба на уровне моря при температуре 0°C :

$$1 \text{ атм} = 760 \text{ мм рт.ст.} = 1,0333 \text{ кгс/см}^2 = 1,0133 \text{ бар}.$$

Как отмечено выше, при переходе от одной единицы измерения к другой необходимо заменить единицы измерения несистемных величин на соответствующие им в СИ, оперируя с ними, как с арифметическими операторами. Например:

$$1 \frac{\text{кгс}}{\text{см}^2} = \frac{9,81 \text{ Н}}{10^{-4} \text{ м}^2} = 9,81 \cdot 10^4 \frac{\text{Н}}{\text{м}^2} = 0,981 \text{ бар}.$$

Температура

Температура представляет собой меру нагретости тел. В быту температуру отождествляют с понятиями *тепло* – теплый и *холодно* – холодный.

В технической термодинамике под температурой понимается величина, пропорциональная энергии движения молекул и атомов данного тела.

На практике в основном используются две температурные шкалы (рис.1.1). Первая – абсолютная шкала температур Кельвина, ее нижняя граница соответствует точке абсолютного нуля, где отсутствует молекулярное движение (практически недостижима) и единственной экспериментальной точкой принята тройная точка воды, лежащая выше точки таяния льда при нормальном атмосферном давлении (760 мм рт. ст.) на $0,01^\circ$, этой точке присвоено значение температуры 273,16 К. Данное значение выбрано для того, чтобы разность температур кипения и таяния химически чистой воды при нормальном физическом давлении составляла 100° . Температура в кельвинах соответствует СИ и обозначается как Т К.

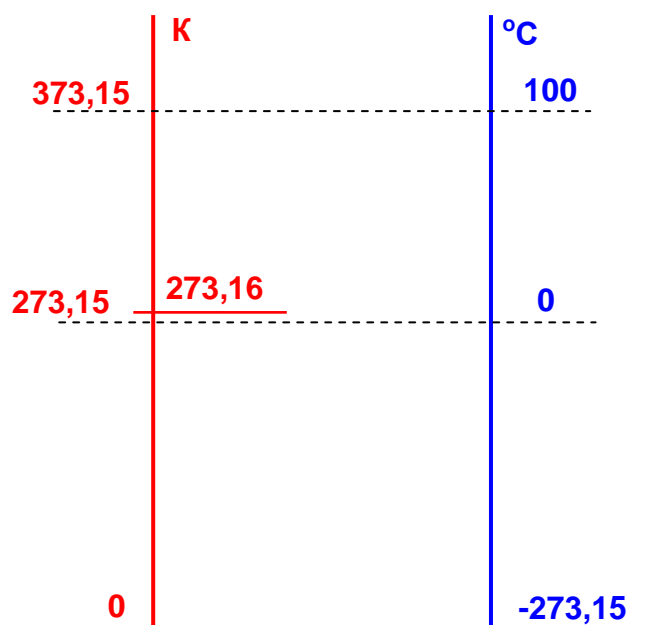


Рис.1.1. Соотношение температурных шкал Кельвина и Цельсия

Вторая – стоградусная шкала температур Цельсия – широко используется в практике. Эта шкала имеет две опытные точки: 0°C и 100°C , она всем хорошо известна. Температура на ней обозначается $t^\circ\text{C}$. Между абсолютной температурой по шкале Кельвина и температурой по шкале Цельсия имеется соотношение

$$T = t + 273,15 \quad . \quad (1.10)$$

Из (1.10) следует, что температуре $0\text{ }^{\circ}\text{C}$ соответствует температура $+273,15\text{ K}$; а 0 K соответствует $-273,15\text{ }^{\circ}\text{C}$.

В англоязычных странах и США используется шкала Фаренгейта, для которой справедливо соотношение $F = 1,8t + 32$.

1.1. Задачи

Пример решения задачи:

1.1. Манометр газового баллона показывает давление $0,9\text{ МПа}$, столбик ртути в барометре имеет высоту 730 мм при температуре в помещении $30\text{ }^{\circ}\text{C}$. Определить абсолютное давление газа в баллоне в мегапаскалях.

Решение

Показание барометра получено при температуре ртути $30\text{ }^{\circ}\text{C}$. Барометрическое давление, приведенное к $0\text{ }^{\circ}\text{C}$, составит

$$B_0 = B \cdot (1 - 0,000172 \cdot t) = 730 \cdot (1 - 0,000172 \cdot 30) = 726,2\text{ мм рт. ст.},$$

и, следовательно, атмосферное давление в Па будет определяться соотношением $1\text{ бар} = 10^5\text{ Па} = 750\text{ мм рт. ст.}$

$$B_0 = \frac{10^5 \cdot 726,2}{750} = 96830\text{ Па} = 0,9683\text{ бар} = 0,09683\text{ МПа}.$$

Абсолютное давление газа в баллоне

$$p = B_0 + p_M = 0,09683 + 0,9 = 0,99683\text{ МПа}.$$

1.2. В сосуде вместимостью $0,4\text{ м}^3$ находится $0,8\text{ кг}$ газа. Определить его удельный объем, плотность и удельный вес в СИ.

Ответ: $v = 0,5\text{ м}^3/\text{кг}$, $\rho = 2\text{ кг/м}^3$, $\gamma = 19,62\text{ Н/м}^3$.

1.3. Манометр парового котла показывает давление 15 кгс/см^2 . Показания ртутного барометра при температуре в котельной $25\text{ }^{\circ}\text{C}$ составляют 750 мм рт.ст. Определить абсолютное давление в котле в технических атмосферах, в барах и в паскалях.

Ответ: $p = 16,01\text{ кгс/см}^2 = 15,7\text{ бар} = 15,7 \cdot 10^5\text{ Па}$.

1.4. Пневматический пресс с диаметром поршня $0,4\text{ м}$ действует с силой 635000 Н . Определить абсолютное давление воздуха в цилиндре прессы в атмосферах, в барах и в паскалях, если барометрическое давление $B_0 = 745\text{ мм рт. ст.}$

Ответ: $p = 52,6\text{ кгс/см}^2 = 51,55\text{ бар} = 51,55 \cdot 10^5\text{ Па}$.

1.5. Разрежение в газоходе котла измеряется при помощи тягомера с наклонной трубкой (рис. 1.2). Угол наклона трубки $\varphi=30^\circ$. В качестве измерительной жидкости залит керосин с плотностью $0,8 \text{ г/см}^3$.

Определить абсолютное давление в газоходе котла в барах, паскалях, в технических атмосферах при отсчете по наклонной шкале трубки прибора $\ell=220 \text{ мм}$ и барометрическом давлении в котельной (приведенном к 0°C) $B_0=740 \text{ мм рт.ст.}$

Ответ: $p=0,978 \text{ бар} = 97800 \text{ Па} = 0,997 \text{ кгс/см}^2$.

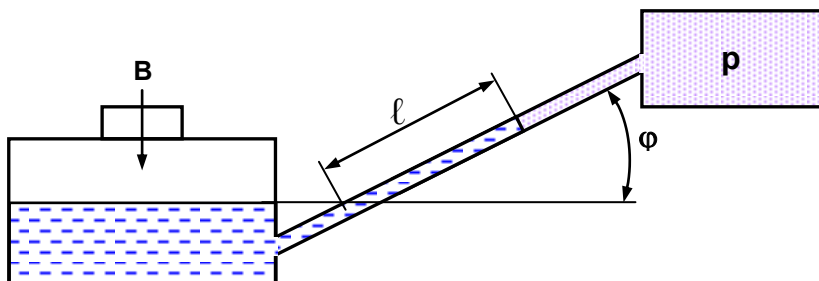


Рис. 1.2. Измерение разрежения тягомером

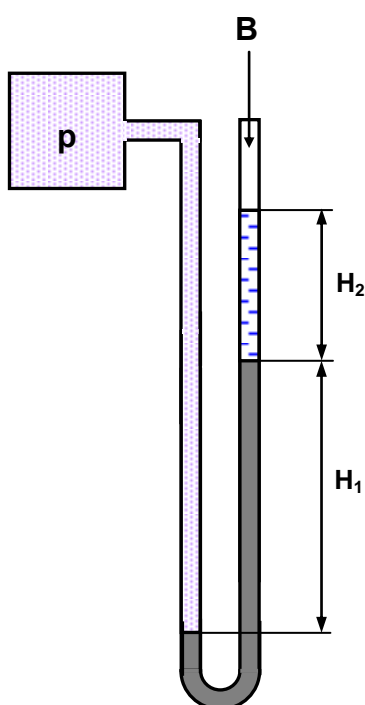


Рис. 1.3. Измерение давления U-образным манометром

1.6. Для определения давления газа к сосуду подключен U-образный ртутный манометр (рис.1.3). Высота столба ртути $H_1=500 \text{ мм}$. Над ртутью в правом колене находится вода. Высота водяного столба $H_2=200 \text{ мм}$. Барометрическое давление $B_0=742 \text{ мм рт.ст.}$ Определить абсолютное давление газа в сосуде в миллиметрах ртутного столба и в барах.

Ответ: $p=1256,7 \text{ мм. рт. ст.} = 1,675 \text{ бар.}$

1.7. В конденсаторе паровой турбины поддерживается абсолютное давление $p=0,04 \text{ бар}$. Каковы будут показания вакуумметров, проградуированных в килопаскалях и в миллиметрах ртутного столба, если в одном случае показание барометра (приведенного к 0°C) составляет 735 мм рт. ст. , а в другом – 764 мм рт.ст. ?

Ответ: 1) $p_B=94,0 \text{ кПа} = 705 \text{ мм рт.ст.}$;

2) $p_B=97,87 \text{ кПа} = 734 \text{ мм рт.ст.}$

1.8. Манометр, установленный в открытой кабине самолета, находящегося на земле, и измеряющий давление масла в двигателе, показывает 6 кгс/см^2 при показаниях барометра 752 мм рт.ст.

1) Каково абсолютное давление масла, выраженное в бар, кгс/см^2 , мм рт.ст., мм вод. ст.?

2) Каковы будут показания манометра в этих же единицах после подъема самолета на некоторую высоту, где атмосферное давление составляет $442,5 \text{ мм рт.ст.}$, если абсолютное давление масла в двигателе остается неизменным? Ускорение свободного падения считать нормальным ($g=9,81 \text{ м/с}^2$), не зависящим от высоты подъема самолета. Плотность ртути и воды принять соответственно при 0 и $4 \text{ }^\circ\text{C}$ $\rho_{\text{Hg}}=13595 \text{ кг/м}^3$, $\rho_{\text{H}_2\text{O}}=1000 \text{ кг/м}^3$.

Ответ: 1) $p=6,89 \text{ бар} = 7,0223 \text{ кгс/см}^2 = 5165 \text{ мм рт. ст.} = 7,022 \cdot 10^4 \text{ мм вод. ст.};$

2) $p_{\text{м}}=6,297 \cdot \text{бар} = 6,421 \text{ кгс/см}^2 = 4723 \text{ мм рт. ст.} = 6,421 \cdot 10^4 \text{ мм вод. ст.}$

1.9. Определить абсолютное давление в воздухопроводе (рис.1.4), если измерение давления ведется микроманометром. Длина трубки микроманометра, заполненная жидкостью, $l = 180 \text{ мм}$. Трубка наклонена под углом $\varphi = 30^\circ$, а рабочая жидкость – спирт с плотностью $0,8 \text{ г/см}^3$. Показания барометра $0,1020 \text{ МПа}$. Давление определить в мегапаскалях, миллиметрах ртутного столба и в кгс/см^2 .

Ответ: $p=0,1027 \text{ МПа} = 770 \text{ мм рт.ст.} = 1,047 \text{ кгс/см}^2$.

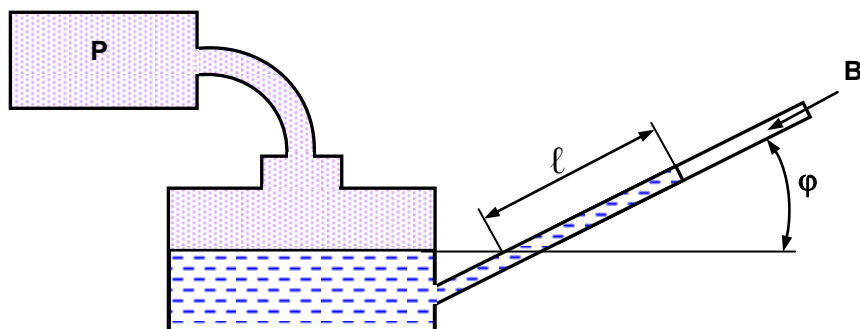


Рис. 1.4. Измерение давления микроманометром

1.2. Контрольные вопросы

1. Что называют параметром состояния ?
2. Назовите основные термические параметры состояния.
3. Какую размерность имеют удельный объем и плотность вещества в системе СИ ?
4. Что понимают под температурой газа в технической термодинамике ?

5. Какие температурные шкалы используются в технической термодинамике и на чем они основаны ?
6. Что понимается под давлением газа в технической термодинамике?
7. Являются ли манометрическое и вакуумметрическое давления параметрами состояния?
8. Какие термодинамические свойства тел и систем используются для измерения температур и разностей температур в различных термометрических приборах?

2. ЗАКОНЫ И УРАВНЕНИЯ СОСТОЯНИЯ ИДЕАЛЬНЫХ ГАЗОВ. СМЕСИ ИДЕАЛЬНЫХ ГАЗОВ

Состояние идеального газа определяется любой парой термических параметров. Третий параметр может быть определен из уравнения состояния идеального газа, которое имеет вид

для одного килограмма газа

$$p\nu=RT, \quad (2.1)$$

где p – абсолютное давление газа, Па;

ν – удельный объем газа, м³/кг;

$R = \frac{8314}{\mu}$ – газовая постоянная, Дж/(кг·К);

T – абсолютная температура, К;

для m кг газа, занимающего объем V , м³,

$$pV=mRT; \quad (2.2)$$

для одного киломоля газа

$$pV_{\mu}=R_{\mu}T, \quad (2.3)$$

где $R_{\mu} = 8314$ – универсальная газовая постоянная, Дж/(кмоль·К);

μ – масса киломоля газа, кг/кмоль;

V_{μ} – объем киломоля газа, м³/кмоль.

Для смеси идеальных газов уравнение (2.2) имеет вид

$$p_{\text{см}}V_{\text{см}} = m_{\text{см}}R_{\text{см}}T_{\text{см}}, \quad (2.4)$$

где $p_{\text{см}} = p_1 + p_2 + \dots + p_n = \sum_{i=1}^n p_i$ – давление газовой смеси, равное

сумме парциальных давлений газов, входящих в смесь (закон Дальтона);

$V_{\text{см}}$ – объем, занимаемый всей смесью газов;

$m_{\text{см}} = m_1 + m_2 + \dots + m_n = \sum_{i=1}^n m_i$ – масса газовой смеси, равная

сумме масс газов, входящих в смесь;

$T_{\text{см}}$ – температура смеси газов;

$R_{\text{см}} = \frac{8314}{\mu_{\text{см}}}$ – газовая постоянная смеси газов, Дж/(кг·К).

Здесь $\mu_{\text{см}}$ – масса условного киломоля смеси газов.

Состав газовой смеси может быть задан массовыми или объемными долями.

Массовой долей g_i данного компонента газовой смеси называется отношение его массы к массе всех компонентов газов, входящих в смесь:

$$g_i = \frac{m_i}{m_{\text{см}}} . \quad (2.5)$$

Очевидно, что сумма массовых долей всех газов, составляющих смесь, равна единице:

$$\sum_1^n g_i = 1 .$$

Объемной долей r_i данного компонента газа называется отношение его парциального объема к объему всей смеси газов:

$$r_i = \frac{V_i}{V_{\text{см}}} , \quad (2.6)$$

где $V_i = m_i \frac{R_i T_{\text{см}}}{p_{\text{см}}}$ – парциальный объем данного газа (это условный объем компонента газовой смеси при $T_{\text{см}}$ и $p_{\text{см}}$), м^3 .

Записав уравнение (2.4) через парциальное давление и через парциальный объем:

$$p_i V_{\text{см}} = m_i R_i T_{\text{см}} ,$$

$$p_{\text{см}} V_i = m_i R_i T_{\text{см}} ,$$

можно получить еще одно выражение для определения объемных долей компонентов газовой смеси, поделив правые и левые части этих уравнений одно на другое:

$$r_i = \frac{V_i}{V_{\text{см}}} = \frac{p_i}{p_{\text{см}}} . \quad (2.7)$$

Поскольку сумма парциальных давлений равна давлению смеси, то сумма объемных долей всех газов смеси равна единице, а сумма парциальных объемов равна полному объему всей смеси газов:

$$\sum_{i=1}^n r_i = 1 , \quad (2.8)$$

$$\sum_{i=1}^n V_i = V_{\text{см}} . \quad (2.9)$$

Существует взаимосвязь массовых и объемных долей смеси:

$$g_i = r_i \frac{\mu_i}{\mu_{\text{см}}} = r_i \frac{R_{\text{см}}}{R_i} \quad \text{или} \quad r_i = g_i \frac{R_i}{R_{\text{см}}} = g_i \frac{\mu_{\text{см}}}{\mu_i} . \quad (2.10)$$

Уравнение (2.10) позволяет получить расчетные выражения для условной молярной массы и газовой постоянной смеси газов

$$\mu_{\text{см}} = \sum_{i=1}^n f_i \mu_i, \quad (2.11)$$

$$R_{\text{см}} = \sum_{i=1}^n g_i R_i. \quad (2.12)$$

При известной молярной массе смеси газовую постоянную смеси проще определить из соотношения

$$R_{\text{см}} = \frac{8314}{\mu_{\text{см}}}.$$

2.1. Задачи

Уравнения состояния идеального газа

Пример решения задачи:

2.1. В баллоне вместимостью $0,9 \text{ м}^3$ находится кислород при температуре $17 \text{ }^\circ\text{C}$. Присоединенный к баллону вакуумметр показывает 600 мм вод. ст. Барометрическое давление $B_0 = 740 \text{ мм рт.ст.}$ Определить массу газа в баллоне.

Решение

Абсолютное давление газа в баллоне определяется выражением

$$p = B_0 - p_v = B_0 - \rho_{\text{H}_2\text{O}} g H.$$

Приводим заданные давления к размерности в СИ (Па), используя соотношение $1 \text{ бар} = 750 \text{ мм рт. ст.}$, плотность воды $\rho_{\text{H}_2\text{O}} = 1000 \text{ кг/м}^3$, и рассчитываем абсолютное давление газа в баллоне:

$$p = \frac{740}{750} 10^5 - 1000 \cdot 9,81 \cdot 600 \cdot 10^{-3} = 92784 \text{ Па.}$$

Определяем газовую постоянную кислорода:

$$R_{\text{O}_2} = \frac{R_\mu}{\mu} = \frac{8314}{32} = 260 \frac{\text{Дж}}{\text{кг} \cdot \text{К}}.$$

Рассчитываем массу газа в баллоне по уравнению состояния идеального газа:

$$m = \frac{pV}{R_{O_2} T} = \frac{92784 \cdot 0,9}{260 \cdot (17 + 273,15)} = 1,1 \text{ кг.}$$

Ответ: $m=1,1$ кг.

2.2. Определить объем 1 киломоля идеального газа при нормальных физических условиях.

Нормальные физические условия: $p=760$ мм рт.ст., $t=0$ °С.

Ответ: $V_{\mu}=22,4$ м³/кмоль .

2.3. Определить удельный объем идеального газа кислорода O₂ ($\mu=32$ кг/кмоль) при давлении 1 бар и температуре 20 °С.

Ответ: $v=0,762$ м³/кг.

2.4. При нормальных физических условиях идеальный газ имеет объем 5 м³. Какой объем займет газ при давлении 5 бар и температуре 265 °С?

Нормальные физические условия: $p=760$ мм рт.ст., $t=0$ °С.

Ответ: $V=2$ м³ .

2.5. Абсолютное давление азота (N₂) в жестком сосуде при комнатной температуре $t=20$ °С составляет $p=2,2$ МПа. В сосуде азот нагревается, причем известно, что предельное избыточное давление, при котором возможна безопасная работа сосуда, $p_{изб}=6$ МПа. Определить предельную допустимую температуру нагрева газа в сосуде. Газ считать идеальным, а атмосферное давление $B=0,1$ МПа.

Ответ: $t=539$ °С.

2.6. Начальное состояние азота (N₂) задано параметрами: $t=200$ °С, $v=1,9$ м³/кг. Азот нагревается при постоянном давлении, при этом удельный объем его увеличивается в три раза. Определить конечную температуру азота, считая его идеальным газом.

Ответ: $t=1146$ °С.

2.7. В жесткий резервуар вместимостью 3 м³ компрессором нагнетается азот (N₂), избыточное давление в резервуаре повышается от 0,2 до 2,5 бар, а температура от 25 до 75 °С. Барометрическое давление $B_0=750$ мм рт.ст. Определить массу азота, поступившего в резервуар. Считать азот идеальным газом.

Ответ: $\Delta m=6,1$ кг.

2.8. В цилиндре с подвижным поршнем находится кислород при разрежении (вакууме), равном 42,7 кПа. Барометрическое давление составляет 745 мм рт. ст. При постоянной температуре кисло-

род сжимается до достижения избыточного давления $p_m=1,2$ МПа. Во сколько раз изменится объем кислорода?

Ответ: $V_1/V_2=22,95$.

2.9. Дирижабль с мягкой оболочкой, наполненной водородом, при атмосферном давлении $V=600$ мм рт.ст. и $t=2$ °С должен иметь подъемную силу, обеспечивающую его горизонтальный полет, при общей массе груза 5000 кг (включая массу оболочки дирижабля без водорода). Определить объем оболочки дирижабля, считая воздух ($\mu=28,96$ кг/кмоль) и водород идеальными газами.

Ответ: $V=5300$ м³.

Смеси идеальных газов

Пример решения задачи:

2.10. В состав газовой смеси входят: 3 кг азота (N_2), 5 кг кислорода (O_2) и 2 кг двуокиси углерода (CO_2). Считая все газы идеальными, определить, какой объем займет газовая смесь при давлении 2 бар и температуре 127 °С.

Решение

Определяются масса всей газовой смеси $m_{см}=3+5+2=10$ кг и массовые доли компонентов смеси: $g_{N_2} = 0,3$; $g_{O_2} = 0,5$; $g_{CO_2} = 0,2$.

Рассчитывается газовая постоянная смеси:

$$R_{см} = \sum_{i=1}^{i=n} g_i R_i = 0,3 \frac{8314}{28} + 0,5 \frac{8314}{32} + 0,2 \frac{8314}{44} = 256,8 \frac{\text{Дж}}{\text{кг} \cdot \text{К}}.$$

Объем, занимаемый газовой смесью,

$$V_{см} = \frac{m_{см} R_{см} T_{см}}{p_{см}} = \frac{10 \cdot 256,8 \cdot (273,15 + 127)}{2 \cdot 10^5} = 5,1 \text{ м}^3.$$

2.11. В сосуде объемом 3 м³ находится смесь идеальных газов при давлении 3 бар и температуре 27 °С. Объемный состав газовой смеси соответствует: $r_{CO_2} = 13\%$, $r_{O_2} = 7\%$, $r_{N_2} = 80\%$.

Определить массу газовой смеси в сосуде.

Ответ: $m_{см}=10,95$ кг.

2.12. Смесь идеальных газов водорода (H_2) и метана (CH_4) имеет газовую постоянную, равную 2520 Дж/(кг·К). Определить состав газовой смеси по массе и объему.

Ответ: $r_{H_2} = 0,907$, $r_{CH_4} = 0,093$, $g_{H_2} = 0,55$, $g_{CH_4} = 0,45$.

2.13. Для смеси воздуха ($\mu_B=28,96$ кг/кмоль) и светильного газа ($\mu_{Cf}=11,6$ кг/кмоль) задана массовая доля воздуха $g_B=6/7$. Считая газы идеальными, определить: $R_{см}$, $\mu_{см}$, плотность смеси $\rho_{см}$ при $t_{см}=17$ °С и $p_{см}=1,2$ бар и объемные доли газов, входящих в смесь r_i .
Ответ: $R_{см}=348,5$ Дж/(кг·К), $\mu_{см}=23,9$ кг/кмоль, $\rho_{см}=1,19$ кг/м³,
 $r_B=0,706$, $r_{Cf}=0,294$.

2.14. 4 кг газовой смеси, состоящей из азота (N_2), светильного газа ($\mu=11,65$ кг/кмоль) и двуокиси углерода (CO_2) при температуре 20 °С, занимают объем $V=8$ м³. Парциальные объемы газов, входящих в смесь, относятся между собой как $V_{N_2}:V_{Cf}:V_{CO_2}=5:1:2$. Считая газы идеальными, определить $R_{см}$, $\rho_{см}$ и парциальные давления газов, входящих в смесь, p_i .
Ответ: $R_{см}=277$ Дж/(кг·К), $\rho_{см}=0,405$ бар, $p_{N_2}=0,253$ бар,
 $p_{Cf}=0,0508$ бар, $p_{CO_2}=0,1012$ бар.

2.15. Газовая смесь состоит из азота (N_2) и двуокиси углерода (CO_2). При температуре 27 °С и манометрическом давлении 2 бара 4 кг смеси занимают объем 0,96 м³. Ртутный барометр при 27 °С показывает давление атмосферного воздуха 730 мм. Считая газы идеальными, определить: $R_{см}$, $\mu_{см}$ и парциальные давления газов, входящих в смесь, p_{N_2} , p_{CO_2} .
Ответ: $R_{см}=237$ Дж/(кг·К), $\mu_{см}=35$ кг/кмоль,
 $p_{N_2}=1,67$ бар, $p_{CO_2}=1,3$ бар.

2.2. Контрольные вопросы

1. Дайте определение идеального газа и укажите его отличия от реального газа.
2. Можно ли использовать уравнения идеального газа применительно к реальным газам ?
3. Чем отличается газовая постоянная от универсальной газовой постоянной ?
4. Что называют парциальным давлением газа в смеси, существует ли оно физически и как определяется ?
5. Что называют парциальным объемом газа в смеси, существует ли оно физически и как определяется ?
6. Как определить объемную долю газа в смеси, если известна его массовая доля ?

3. ТЕПЛОЕМКОСТИ ГАЗОВ И ГАЗОВЫХ СМЕСЕЙ

Теплоемкостью называют количество теплоты, которое необходимо сообщить телу, чтобы повысить температуру его определенного количества на 1 градус.

Теплоемкость, отнесенную к определенному количеству вещества, называют удельной теплоемкостью.

Различают следующие *удельные теплоемкости*:

массовую, кДж/(кг·К), $c = \frac{\delta Q}{m dt} = \frac{\delta q}{dt}$;

объемную, кДж/(м³·К), $c' = \frac{\delta Q}{V dt}$;

мольную, кДж/(кмоль·К), $\mu c = \mu \cdot c$.

Удельные теплоемкости связаны соотношениями

$$c = v \cdot c' = \frac{\mu c}{\mu}, \quad c' = \frac{c}{v} = \frac{\mu c}{V_{\mu}}, \quad \mu c = \mu \cdot c = V_{\mu} \cdot c'. \quad (3.1)$$

В справочной литературе принято давать объемную теплоемкость газа, отнесенную к одному кубическому метру газа, взятому при нормальных физических условиях, кДж/(н.м³·К), что для идеального газа соответствует выражению

$$c'_H = \frac{\mu c}{22,4} . \quad (3.2)$$

Поскольку теплота является функцией процесса, то и теплоемкость есть функция процесса. На практике наибольшее применение нашли теплоемкости изобарного c_p при $p = \text{const}$ и изохорного c_v при $v = \text{const}$ процессов.

Для классической модели идеального газа изохорная и изобарные теплоемкости – постоянные величины, определяемые как

$$c_v = \frac{R}{2} i , \quad (3.3)$$

$$c_p = \frac{R}{2} (i + 2) , \quad (3.3a)$$

где i – число степеней свободы данного газа (рис. 3.1).

Изобарная и изохорная теплоемкости идеальных газов взаимосвязаны через *формулу Майера*:

$$c_p = c_v + R , \quad \text{или} \quad \mu c_p = \mu c_v + R_{\mu} . \quad (3.3б)$$

В расчетах газовых процессов часто используется коэффициент

Пуассона, который для однородных идеальных газов определяется числом степеней свободы его молекул

$$\kappa = \frac{c_p}{c_v} = \frac{\mu c_p}{\mu c_v} = \frac{i + 2}{i} . \quad (3.4)$$

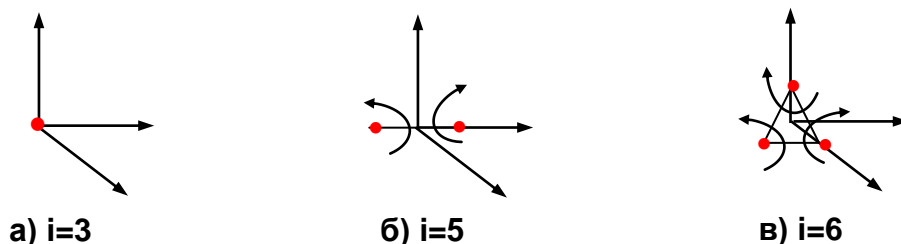


Рис. 3.1. К определению числа степеней свободы идеальных газов: а – одноатомный; б – двухатомный; в – трех - и многоатомные газы

Теплоемкости реальных газов

Теплоемкости реальных газов зависят от температуры и давления газа. В большей степени проявляется влияние температуры на теплоемкость.

В соответствии с этим были введены понятия *истинной* и *средней* теплоемкостей газа.

Истинная теплоемкость газа соответствует расчетному выражению

$$c_{t_1} = \left(\frac{\delta q}{dt} \right)_{\lim \Delta t \rightarrow 0} . \quad (3.5)$$

Экспериментальная зависимость истинной теплоемкости процесса реального газа от температуры обычно представляется в виде степенного полинома или табличного численного материала:

$$c = a + b_1 t + b_2 t^2 + b_3 t^3 + \dots + b_n t^n . \quad (3.6)$$

Расчет теплоты с помощью истинной теплоемкости выполняется путем интегрирования:

$$q_{12} = \int_{t_1}^{t_2} c dt . \quad (3.7)$$

Средняя теплоемкость газа соответствует расчетному выражению

$$c_m \Big|_{t_1}^{t_2} = \frac{q_{12}}{t_2 - t_1} . \quad (3.8)$$

Она определяется как отношение теплоты процесса, идущего в интервале температур t_1 и t_2 , к разности этих температур.

Средней теплоемкостью можно пользоваться только на данном интервале температур процесса.

В справочных таблицах свойств газов приводятся значения средних теплоемкостей в интервале от 0 до t °С, что позволяет расчетным путем получить среднюю теплоемкость для любого интервала температур t_1 и t_2 :

$$c_{m,t_1}^{t_2} = \frac{c_{m,0}^{t_2} \cdot t_2 - c_{m,0}^{t_1} \cdot t_1}{t_2 - t_1}. \quad (3.9)$$

Теплоемкости смесей газов определяются с использованием их массовых или объемных долей:

удельная массовая теплоемкость смеси газов

$$c_{см} = g_1 c_1 + g_2 c_2 + \dots + g_n c_n = \sum_{i=1}^n g_i c_i ; \quad (3.10)$$

удельная объемная теплоемкость смеси газов

$$c'_{см} = r_1 c'_1 + r_2 c'_2 + \dots + r_n c'_n = \sum_{i=1}^n r_i c'_i ; \quad (3.11)$$

удельная мольная теплоемкость смеси газов

$$\mu c_{см} = r_1 \mu c_1 + r_2 \mu c_2 + \dots + r_n \mu c_n = \sum_{i=1}^n r_i \mu c_i . \quad (3.12)$$

Коэффициент Пуассона для смеси газов определяется как

$$K_{см} = \frac{c_{p,см}}{c_{v,см}} = \frac{\mu c_{p,см}}{\mu c_{v,см}} . \quad (3.13)$$

3.1. Задачи

Теплоемкости идеальных газов

Пример решения задачи:

3.1. Определить удельные массовые, мольные, объемные (на нормальный m^3) изохорные и изобарные теплоемкости кислорода O_2 ($\mu=32$ кг/кмоль), считая его идеальным газом с “жесткими” молекулами.

Решение

Удельные мольные изохорная и изобарная теплоемкости идеального кислорода

$$\mu c_v = \frac{R_\mu}{2} i = \frac{8314}{2} \cdot 5 = 20785 \frac{\text{Дж}}{\text{кмоль} \cdot \text{К}} ;$$

$$\mu c_p = \frac{R_\mu}{2} (i + 2) = \mu c_v + R_\mu = 20785 + 8314 = 29099 \frac{\text{Дж}}{\text{кмоль} \cdot \text{К}} .$$

Удельные массовые изохорную и изобарную теплоемкости кислорода можно определить через соответствующие мольные теплоемкости:

$$c_v = \frac{\mu c_v}{\mu} = \frac{20785}{32} = 649,5 \frac{\text{Дж}}{\text{кг} \cdot \text{К}} ;$$

$$c_p = \frac{\mu c_p}{\mu} = \frac{29099}{32} = 909,3 \frac{\text{Дж}}{\text{кг} \cdot \text{К}} .$$

Удельные объемные (на нормальный н.м³) изохорную и изобарную теплоемкости кислорода можно также определить через соответствующие мольные теплоемкости:

$$c'_v = \frac{\mu c_v}{V_\mu^{\text{н.у.}}} = \frac{20785}{22,4} = 927,9 \frac{\text{Дж}}{\text{н. м}^3 \cdot \text{К}} ;$$

$$c'_p = \frac{\mu c_p}{V_\mu^{\text{н.у.}}} = \frac{29099}{22,4} = 1299 \frac{\text{Дж}}{\text{н. м}^3 \cdot \text{К}} .$$

3.2. Воздух, занимающий объем $V_1=15 \text{ м}^3$, при температуре $t_1=1500 \text{ }^\circ\text{C}$ и давлении $p_1=760 \text{ мм рт.ст.}$, изохорно охлаждается до $t_2=250 \text{ }^\circ\text{C}$. Определить отведенную от воздуха теплоту Q , считая его теплоемкость постоянной, как у идеального двухатомного газа с молярной массой $\mu=28,96 \text{ кг/кмоль}$.

Ответ: $Q=-2,68 \text{ МДж}$.

Теплоемкости реальных газов

3.3. Истинная мольная изобарная теплоемкость газа с $\mu=38 \text{ кг/кмоль}$ определяется зависимостью

$$\mu c_p = 30 + 0,0025 \cdot t + 0,000001 \cdot t^2 \text{ кДж/(кмоль} \cdot \text{К)}.$$

В изохорном процессе 6 кг этого газа нагреваются от 80 до $700 \text{ }^\circ\text{C}$. Определить теплоту этого процесса.

Ответ: $Q=2236 \text{ кДж}$.

3.4. Средняя массовая изобарная теплоемкость газа с $\mu=30$ кг/кмоль на интервале температур от 0°C до 50°C имеет значение $c_{pm}|_0^{50} = 0,8$ кДж/(кг·К), а на интервале от 0°C до 100°C имеет значение $c_{pm}|_0^{100} = 0,86$ кДж/(кг·К). Определить среднюю массовую и мольную изобарную теплоемкости газа на интервале температур от 50°C до 100°C .

Ответ: $c_{pm}=0,92$ кДж/(кг·К), $\mu c_{pm}=27,6$ кДж/(кмоль·К).

3.5. Воздух ($\mu=28,96$ кг/кмоль) с температурой 150°C образуется в результате изобарного смешения двух потоков воздуха: холодного с $t_1 = 15^\circ\text{C}$ и горячего с $t_2 = 900^\circ\text{C}$. Определить, сколько холодного и горячего воздуха образует 1 кг смеси. Все давления считать одинаковыми. Средняя мольная изобарная теплоемкость воздуха, взятая от 0°C , определяется по формуле

$$\mu c_{pm} = 29,1 + 0,002415 \cdot t \text{ кДж/(кмоль·К)}.$$

Ответ: $m_1=0,855$ кг, $m_2=0,145$ кг.

3.6. Воздух ($\mu=28,96$ кг/кмоль), имеющий температуру $t_t=1500^\circ\text{C}$, давление $p=760$ мм рт.ст. и занимающий объем $V_1=5$ м³, изобарно охлаждается до $t_2=250^\circ\text{C}$. Определить количество отводимой от воздуха теплоты, если:

- 1) считать теплоемкость постоянной, как для идеального двухатомного газа;
- 2) считать истинную теплоемкость воздуха, подчиняющуюся зависимости $\mu c_p = 29,1 + 0,002415 \cdot t$ кДж/(кмоль·К).

Определить относительную разницу результатов по первому и второму методам расчета.

Ответ: $Q_1=-1250$ кДж, $Q_2=-1340$ кДж, $\delta Q=6,72\%$.

3.7. 4 м³ углекислого газа (CO_2) находятся при $p_1=7$ бар и $t_1=400^\circ\text{C}$. Определить количество теплоты, которое нужно при постоянном давлении подвести к газу, чтобы нагреть его до 1000°C . Значения теплоемкостей газа брать из таблиц средних теплоемкостей (табл. П2.2).

Ответ: $Q=16,5$ МДж.

3.8. Истинная мольная изобарная теплоемкость газа, кДж/(кмоль·К), с молярной массой $\mu = 28$ кг/кмоль определяется по формуле

$$\mu c_p = 30 + 0,008 \cdot t + 0,000002 \cdot t^2 .$$

Определить изменение внутренней энергии 1 кг газа при изменении его температуры от 200°C до 1000°C .

Ответ: $\Delta u=781$ кДж/кг.

3.9. Истинная молярная изобарная теплоемкость газа, кДж/(кмоль·К), с молярной массой $\mu = 30$ кг/кмоль определяется выражением

$$\mu c_p = 30 + 0,008 \cdot t + 0,000002 \cdot t^2 .$$

Определить среднюю массовую изобарную теплоемкость этого газа c_{pm} на интервале температур от 300 °С до 1200 °С.

Ответ: $c_{pm} = 1,242$ кДж/(кг·К).

3.10. Средняя молярная изобарная теплоемкость газа, кДж/(кмоль·К), принятая от 0 °С, определяется по формуле

$$\mu c_p = 29 + 0,001 \cdot t + 0,00001 \cdot t^2 .$$

Определить теплоту изохорного процесса при нагреве 1 кг газа от 200 °С до 800 °С, если его молярная масса $\mu = 32$ кг/кмоль.

Ответ: $q_v = 564$ кДж/кг.

Теплоемкости смеси газов

3.11. Определить массовые изохорную и изобарную теплоемкости смеси идеальных газов, если задан объемный состав смеси: 10 % водорода (H_2), 10 % окиси углерода (CO), 40 % углекислого газа (CO_2), 40 % азота (N_2).

Ответ: $c_v = 0,706$ кДж/(кг·К); $c_p = 0,967$ кДж/(кг·К).

3.12. Пользуясь таблицами средних теплоемкостей (П2.2), определить среднюю объемную теплоемкость (на нормальный м³) при постоянном давлении для смеси газов, при изменении температуры от 200 до 1200 °С. Объемный состав смеси: 14,5 % углекислого газа; 6,5 % кислорода, 79 % азота.

Ответ: $c_p' = 1,58$ кДж/(н.м³·К).

3.13. Смесь водорода и метана, содержащая по объему 40 % водорода, нагревается при постоянном давлении от 20 до 350 °С. Определить расход теплоты на 1 кг смеси, если считать:

- 1) теплоемкость постоянной, как для идеальных газов с жесткими молекулами;
- 2) теплоемкость переменной (использовать табл. П2.2 средних теплоемкостей).

Оценить относительную погрешность результатов расчета первого метода по отношению ко второму.

Ответ: $q_1 = 1003$ кДж/кг, $q_2 = 1223$ кДж/кг, $\delta q = \frac{q_2 - q_1}{q_2} 100 = 17,8\%$.

3.14. Объемный состав газовой смеси задан: 80 % N₂, 16 % O₂, 4 % CO₂. Определить удельные изобарные теплоемкости смеси этих газов: мольную, массовую, объемную (в расчете на нормальный кубический метр). Расчеты выполнить двумя способами:

а) считая газы идеальными с постоянными теплоемкостями, не зависящими от температуры;

б) определить средние теплоемкости смеси в интервале температур 400 °С – 1000 °С, используя таблицы средних теплоемкостей (табл. П2.2), и оценить относительную погрешность по сравнению с предыдущими расчетами.

Ответ:

а) $\mu_{c_{p, см}} = 29,265$ кДж/(кмоль·К), $c_{p, см} = 0,9995$ кДж/(кг·К),
 $c'_{p, см} = 1,306$ кДж/(н.м³·К);

б) $\mu_{c_{p, см}} = 33,691$ кДж/(кмоль·К), $c_{p, см} = 1,151$ кДж/(кг·К),
 $c'_{p, см} = 1,504$ кДж/(н.м³·К);
 $\delta c_{p, см} = 13,13$ %.

3.2. Контрольные вопросы

1. Какие есть виды удельных теплоемкостей и как они взаимосвязаны?
2. Для каких процессов приводятся теплоемкости в справочниках и почему ?
3. От каких характеристик идеальных газов зависят численные значения их удельных мольных изобарных и изохорных теплоемкостей?
4. От каких характеристик идеальных газов зависят численные значения их удельных массовых изобарных и изохорных теплоемкостей?
5. Сформулируйте определение истинной теплоемкости.
6. Сформулируйте определение средней теплоемкости.
7. Почему средние теплоемкости газов в справочниках даются от 0 °С?
8. По каким формулам рассчитываются удельные теплоемкости газовых смесей?

4. ПЕРВЫЙ ЗАКОН ТЕРМОДИНАМИКИ ДЛЯ ЗАКРЫТОЙ СИСТЕМЫ

Первый закон термодинамики – это закон сохранения энергии для термодинамической системы. В соответствии с этим законом *в закрытой неподвижной термодинамической системе изменение ее внутренней энергии равно сумме внешних тепловых и механических работ*. Используя принятое в термодинамике правило знаков, аналитическое выражение первого закона термодинамики для замкнутой системы будет иметь вид

$$U_2 - U_1 = Q - L' , \quad (4.1)$$

где $U_2 - U_1$ – изменение внутренней энергии тела (системы), Дж;

Q – количество теплоты, полученное телом (системой), Дж;

L' – работа изменения объема, совершаемая телом, Дж.

Для одного килограмма вещества выражение (4.1) имеет вид

$$q = u_2 - u_1 + l' . \quad (4.2)$$

Дифференциальная форма записи первого закона термодинамики имеет вид

$$\delta Q = dU + \delta L' , \quad (4.3)$$

$$\delta q = du + \delta l' . \quad (4.4)$$

В этих уравнениях символами L' и l' обозначается работа изменения объема, совершаемая телом в реальных необратимых процессах.

Расчетное выражение удельной работы изменения объема обратимого процесса соответствует выражению

$$\delta l = p dv . \quad (4.5)$$

Работа необратимого процесса l' меньше работы изменения объема обратимого процесса на величину работы трения:

$$\delta l' = \delta l - \delta l_{\text{тр}} = p dv - \delta l_{\text{тр}} . \quad (4.6)$$

В обратимых процессах $\delta l_{\text{тр}} = 0$, и первый закон термодинамики для обратимых процессов будет иметь вид

$$\delta q = du + \delta l . \quad (4.7)$$

Выразив внутреннюю энергию через энтальпию ($u = h - pv$) и подставив ее в уравнение (4.7), получим

$$\delta q = dh - v dp . \quad (4.8)$$

Уравнения первого закона термодинамики (4.7) и (4.8) наиболее востребованы при расчетах процессов в замкнутых системах.

4.1. Задачи

Пример решения задачи:

4.1. Газу сообщается 400 кДж теплоты, при этом газ сжимается. Работа изменения объема составляет 300 кДж. Определить изменение внутренней энергии газа.

Решение

В соответствии с правилом знаков в термодинамике принято считать $Q > 0$, если к газу подводится теплота, и $L < 0$, если над газом совершается работа (газ сжимается).

Таким образом, по условию задачи $Q = 400$ кДж и $L = -300$ кДж. Следовательно, в соответствии с первым законом термодинамики получаем величину изменения внутренней энергии газа

$$U_2 - U_1 = Q - L = 400 - (-300) = 700 \text{ кДж.}$$

4.2. На сжатие 1 кг газа затрачено 500 кДж работы, при этом внутренняя энергия газа увеличивается на 350 кДж. Определить, подводится или отводится теплота к газу и ее количество.

Ответ: $Q = -150$ кДж.

4.3. Мощность турбогенератора 200 МВт, а его КПД составляет 99%. Охлаждение генератора производится водородом с теплоемкостью $C_p = 14,3$ кДж/(кг·К). Считая, что вся теплота потерь отводится водородом, изобарно нагреваемым при прохождении через генератор на 30°C , определить его секундный массовый расход.

Ответ: $G = 4,7$ кг/с.

4.4. Какое минимальное количество охлаждающей воды при $p = \text{const}$ следует подавать на колодки тормоза, если мощность двигателя 55 кВт, а 20% теплоты трения рассеивается в окружающей среде. Температура охлаждающей воды 10°C , а предельно допустимая температура воды на выходе 80°C , теплоемкость воды $c_p = 4,187$ кДж/(кг·°C) принять постоянной.

Ответ: $G = 0,15$ кг/с.

4.2. Контрольные вопросы

1. Для какой термодинамической системы записано уравнение $\delta q = du + \delta l$?
2. Какие виды энергетического взаимодействия тел рассматриваются в технической термодинамике?
3. В чем состоит сущность принципа эквивалентности теплоты и работы?
4. В каких случаях считается теплота величиной положительной?
5. В каких случаях считается работа изменения объема величиной положительной?
6. Какое принципиальное различие между понятиями «внутренняя тепловая энергия» и «теплота»?
7. Какая принципиальная разница между уравнениями $f(p, v, T)=0$ и $\delta q = du + \delta l$?
8. Для каких процессов целесообразно использовать первый закон термодинамики в виде уравнения $\delta q = dh - vdp$?
9. Сколько дифференциальных уравнений первого закона термодинамики можно записать ?

5. ПОЛИТРОПНЫЕ ПРОЦЕССЫ ИЗМЕНЕНИЯ СОСТОЯНИЯ ИДЕАЛЬНЫХ ГАЗОВ

В переводе на русский язык слово «политропа» означает многообразие процессов, а в технической термодинамике политропными процессами называются закономерные газовые процессы. За величину, определяющую закономерность энергетического взаимодействия в газовом процессе, принимают отношение изменения внутренней энергии газа к количеству подведенной к нему теплоты:

$$\alpha = \frac{du}{\delta q} . \quad (5.1)$$

Если $\alpha = \text{const}$, то процесс будет политропным.

Для идеальных газов с постоянными изобарными и изохорными теплоемкостями закономерность процессов могут характеризовать следующие величины:

$$\alpha = \frac{du}{\delta q} = \frac{c_v dT}{c dT} = \frac{c_v}{c} = \text{const} \quad \text{или} \quad c = \frac{c_v}{\alpha} = \text{const} , \quad (5.2)$$

$$n = \frac{c - c_p}{c - c_v} = \text{const} \quad \text{или} \quad c = c_v \frac{n - k}{n - 1} , \quad (5.3)$$

где n – показатель политропы;

c – теплоемкость процесса.

Уравнения политропы, описывающие взаимосвязь параметров p, v, T, v и p, T , имеют вид

$$pv^n = \text{const} ; \quad (5.4)$$

$$Tv^{n-1} = \text{const} ; \quad (5.5)$$

$$Tp^{\frac{1-n}{n}} = \text{const} . \quad (5.6)$$

Используя уравнения (5.4) ÷ (5.6), по двум состояниям газа в политропном процессе, можно определить показатель политропы, например, по уравнению (5.4):

$$n = \frac{\ln \frac{p_2}{p_1}}{\ln \frac{v_1}{v_2}} . \quad (5.7)$$

Расчет обратимых политропных процессов идеальных газов выполняется на основании уравнения первого закона термодинамики и формул (5.2) ÷ (5.6). Основные расчетные зависимости для политропных процессов идеальных газов приведены в табл. 5.1.

Таблица 5.1. Уравнения для расчета политропных процессов идеальных газов

Процессы	n	c	α	Уравнение	q	ℓ	Δs	$\Delta u, \Delta h$
p=const	0	c_p	$\frac{1}{k}$	$\frac{v}{T} = \text{const}$	$c_p \Delta t$	$p \Delta v = R \Delta T$	$c_p \ln \frac{T_2}{T_1}$	$\Delta h = c_p(t_2 - t_1)$
v=const	$\pm\infty$	c_v	1	$\frac{p}{T} = \text{const}$	$c_v \Delta t$	0	$c_v \ln \frac{T_2}{T_1}$	
T=const	1	$\pm\infty$	0	$pv = \text{const}$	$RT \ln \frac{p_1}{p_2} =$ $= RT \ln \frac{v_2}{v_1}$	$RT \cdot \ln \frac{p_1}{p_2} =$ $= RT \cdot \ln \frac{v_2}{v_1}$	$R \cdot \ln \frac{p_1}{p_2} =$ $= R \cdot \ln \frac{v_2}{v_1}$	
s=const ($\delta q=0$)	k	0	$\pm\infty$	$T p^{\frac{1-k}{k}} = \text{const}$ $pv^k = \text{const}$ $T v^{k-1} = \text{const}$	0	$u_1 - u_2 =$ $= c_v(T_1 - T_2) =$ $= \frac{1}{k-1}(p_1 v_1 - p_2 v_2)$	0	
Политропа $n=\text{const},$ $\alpha=\text{const}$	$\frac{c_p - c}{c_v - c}$	$c_v \frac{n-k}{n-1}$	$\frac{1-n}{k-n}$	$T p^{\frac{1-n}{n}} = \text{const}$ $pv^n = \text{const}$ $T v^{n-1} = \text{const}$	$c \Delta t$	$\frac{R}{n-1}(T_1 - T_2) =$ $= \frac{1}{n-1}(p_1 v_1 - p_2 v_2)$	$c \cdot \ln \frac{T_2}{T_1}$	

На рис. 5.1 и 5.2 показаны основные политропные процессы идеальных газов в p,v- и T,s- диаграммах, проходящих через общую точку А, что позволяет наглядно сопоставить изображение политроп с различными значениями показателя политропы n.

Все политропы в p,v- диаграмме с положительным показателем $n > 0$ располагаются во II и IV квадрантах относительно точки А, а с показателем $n < 0$ – в I и III квадрантах относительно точки А.

Политропы в T,s- диаграмме, проходящие через I и III квадранты, относительно точки А имеют положительную теплоемкость, причем *изохора круче изобары, т.к. $c_p > c_v$* . Самая крутая политропа – адиабата, для нее теплоемкость равна нулю. Самая пологая политропа – изотерма, для нее теплоемкость равна бесконечности.

Политропы, проходящие в T,s- диаграмме через II и IV квадранты, имеют отрицательную теплоемкость, для них $1 < n < k$. В таких процессах при подводе теплоты температура газа уменьшается, а при отводе теплоты от газа его температура увеличивается.

Используя графическое изображение процесса, проводят его качественный анализ. Например, по изображению процесса АВ (рис. 5.2) видно, что это процесс с отрицательной теплоемкостью $c < 0$, т.к. dT и

ds имеют противоположные знаки; теплота процесса $q_{AB} > 0$, т.к. $ds > 0$; $\Delta u < 0$ и $\Delta h < 0$, т.к. $dT < 0$; работа изменения объема $\ell > 0$, т.к. при $1 < n < \kappa$ ($c < 0$) и $T_B < T_A$ из уравнения политропы $Tv^{n-1} = \text{const}$ следует, что $v_B > v_A$.

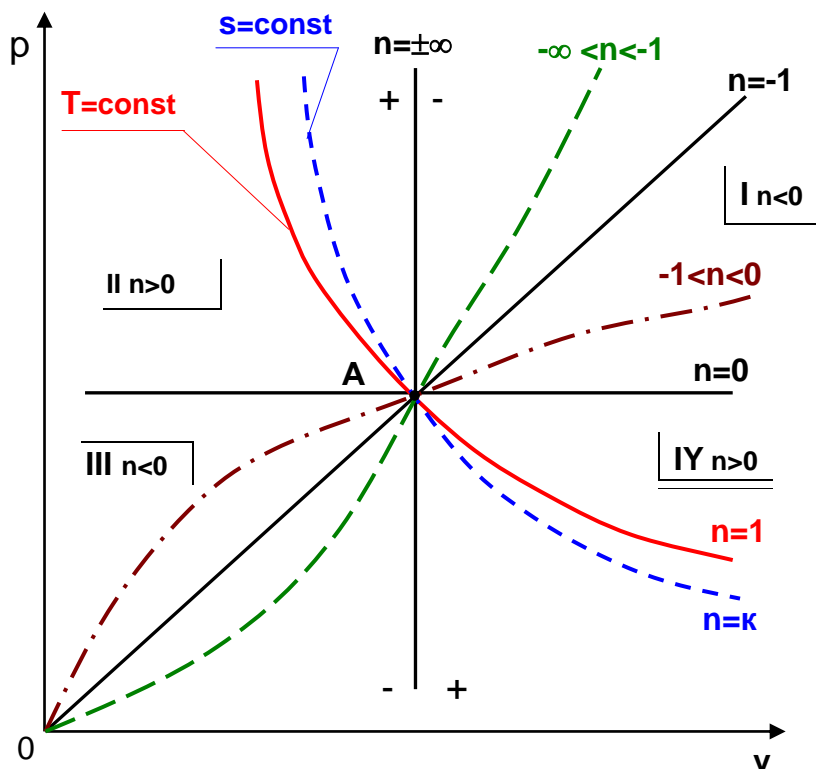


Рис. 5.1. Изображение политропных процессов идеальных газов в p, v - диаграмме

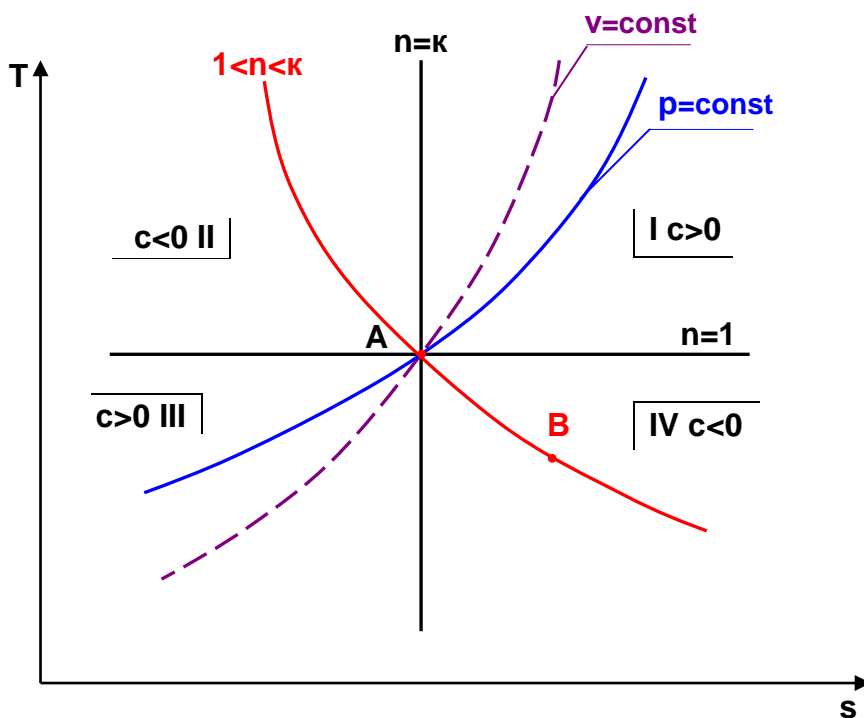


Рис. 5.2. Изображение политропных процессов идеальных газов в T, s - диаграмме

Пример решения задачи:

5.1. Двуокись углерода (CO_2) при давлении $p_1=0,2$ МПа и температуре $t_1=37$ °С по политропе с $n=2$ переходит в состояние с давлением $p_2=0,8$ МПа. Определить температуру и удельную энтропию газа в конце процесса, удельную работу изменения объема и теплоту процесса. Изобразить процесс в диаграммах p, v и T, s .

Считать газ идеальным с постоянными теплоемкостями c_v и c_p .

Решение

Температура газа в конце процесса определяется из уравнения

$$T_2 = T_1 \left(\frac{p_1}{p_2} \right)^{\frac{1-n}{n}} = 310 \left(\frac{0,2}{0,8} \right)^{\frac{1-2}{2}} = 620 \text{ К.}$$

Абсолютное значение удельной энтропии s_2 определяют, приняв начало отсчета $s_0=0$ при $p_0=p_1=0,2$ МПа и $t_0=t_1=37$ °С, по уравнению

$$s_2 = c_p \ln \frac{T_2}{T_0} - R \cdot \ln \frac{p_2}{p_0} = \frac{8314}{2 \cdot 44} 8 \cdot \ln \frac{620}{310} - \frac{8314}{44} \cdot \ln \frac{0,8}{0,2} = 262 \frac{\text{Дж}}{\text{кг} \cdot \text{К}}.$$

Удельную теплоту процесса определяют, используя теплоемкость процесса:

$$c = c_v \frac{n-k}{n-1} = \frac{8314}{2 \cdot 44} 6 \frac{2-1,333}{2-1} = 378 \frac{\text{Дж}}{\text{кг} \cdot \text{К}};$$

$$q = c(T_2 - T_1) = 378(620-310) = 117180 \frac{\text{Дж}}{\text{кг}}.$$

Определив теплоемкость процесса, проверяют абсолютное значение удельной энтропии в конце процесса, задав начало отсчета энтропии в первой точке процесса $s_0=s_1=0$ по уравнению

$$s_2 = s_2 - s_0 = c \cdot \ln \frac{T_2}{T_1} = 378 \cdot \ln \frac{620}{310} = 262 \frac{\text{Дж}}{\text{кг} \cdot \text{К}}.$$

Удельную работу изменения объема проще определить из первого закона термодинамики:

$$\ell = q - \Delta u = q - c_v(T_2 - T_1) = 117180 - \frac{8314}{2 \cdot 44} 6(620 - 310) = -58548 \frac{\text{Дж}}{\text{кг}}.$$

Проверку определения работы изменения объема можно сделать по уравнению

$$\ell = \frac{R}{n-1}(T_1 - T_2) = \frac{8314}{44(2-1)}(310 - 620) = -58576 \frac{\text{Дж}}{\text{кг}}.$$

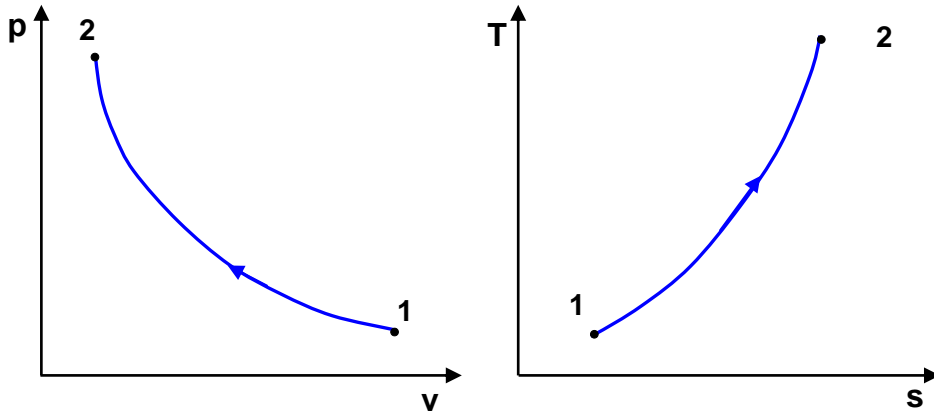


Рис. 5.3. Изображение процесса 12 к задаче 5.1 в p,v - и T,s - диаграммах

Процесс с $n=2$ в диаграмме p,v – гипербола, идущая в сторону увеличения давления, в T,s - диаграмме – логарифмическая кривая с положительной теплоемкостью, идущая в сторону увеличения температуры (рис. 5.3). Определенные в расчете величины качественно соответствуют данным изображениям процесса: $\ell < 0$, т.к. $dv < 0$ и $q > 0$, т.к. $ds > 0$.

Частные случаи процессов идеальных газов

5.2. В герметичном жестком резервуаре вместимостью $0,1 \text{ м}^3$ находится идеальный воздух ($\mu=28,96 \text{ кг/кмоль}$, $i=5$) при давлении 2 бара и температуре $30 \text{ }^\circ\text{C}$. Какое количество теплоты необходимо сообщить воздуху в резервуаре, чтобы повысить его давление до 4 бар? Изобразить процесс в диаграммах p,v и T,s .

Считать газ идеальным с постоянными теплоемкостями c_v и c_p .

Ответ: 50 кДж .

5.3. 1 кг азота (N_2) с начальными параметрами $p_1=10 \text{ бар}$, $t_1=300 \text{ }^\circ\text{C}$ расширяется до пятикратного увеличения объема. Считая, что расширение а) изобарное, б) изотермическое, в) адиабатное, определить конечные параметры p_2 , t_2 , v_2 , работу изменения объема и теплоту процесса. Изобразить процессы в диаграммах p,v и T,s .

Считать газ идеальным с постоянными теплоемкостями c_v и c_p .

Ответ: $v_2=0,85 \text{ м}^3/\text{кг}$.

а) $t_2=2592 \text{ }^\circ\text{C}$, $p_2=10 \text{ бар}$, $\ell=680 \text{ кДж/кг}$, $q=2382 \text{ кДж/кг}$;

б) $t_2=300 \text{ }^\circ\text{C}$, $p_2=2 \text{ бар}$, $\ell=q=274 \text{ кДж/кг}$;

в) $t_2=28 \text{ }^\circ\text{C}$, $p_2=1,05 \text{ бар}$, $\ell=202 \text{ кДж/кг}$, $q=0$.

5.4. Один килограмм идеального воздуха ($\mu=28,96$ кг/кмоль, $i=5$) с начальными параметрами $p_1=1$ бар, $t_1=30$ °С сжимается до давления $p_2=10$ бар двумя способами:

1) изотермически;

2) адиабатно.

Определить работу, теплоту, конечные объем и температуру, изменение энтропии процесса. Изобразить процессы в p,v - и T,s - диаграммах.

Считать газ идеальным с постоянными теплоемкостями c_v и c_p .

Ответ: 1) $q=\ell=-200,3$ кДж/кг, $v_2=0,087$ м³/кг, $\Delta s=-0,661$ кДж/(кг·К);

2) $\ell=-202,4$ кДж/кг, $v_2=0,168$ м³/кг, $t_2=312$ °С.

5.5. Смесь газов имеет условную молярную массу $\mu_{см}=36$ кг/кмоль. При постоянной температуре смесь расширяется от $v_1=0,3$ м³/кг до $v_2=1$ м³/кг. Определить изменение удельной энтропии смеси газов в этом процессе.

Считать газы идеальными с постоянными теплоемкостями c_v и c_p .

Ответ: $\Delta s=0,278$ кДж/(кг·К).

5.6. Смесь гелия He ($\mu_{He}=4$ кг/кмоль) и азота N_2 ($\mu_{N_2}=28$ кг/кмоль) обратимо адиабатно сжимается от $p_1=2$ бар, $t_1=17$ °С до $p_2=6$ бар. Считая газы идеальными с постоянными c_v и c_p , определить v_2 , если $r_{He}=0,6$.

Ответ: $v_2=0,431$ м³/кг.

5.7. Газовая смесь имеет состав по массе: H_2 – 10 %, CO_2 – 10 %, CH_4 – 30 %, N_2 – 50 %. Начальные параметры смеси: $p_1=2$ бар, $t_1=27$ °С. Определить конечную температуру и удельную работу изменения объема, если смесь обратимо адиабатно сжимается до $p_2=10$ бар.

Считать газы идеальными с постоянными теплоемкостями c_v и c_p .

Ответ: $t_2=195$ °С, $\ell=-325$ кДж/кг.

5.8. Смесь газов CH_4 и CO адиабатно расширяется от $p_1=6$ бар и $t_1=227$ °С до $p_2=1$ бар. Массовая доля $g_{CH_4}=0,4$. Определить температуру t_2 и работу изменения объема в этом процессе.

Считать газы идеальными с постоянными теплоемкостями c_v и c_p .

Ответ: $T_2=311$ К, $\ell=202$ кДж/кг.

5.9. Смесь газов N_2 и NH_3 при $r_{N_2}=0,3$ адиабатно сжимается от $p_1=1$ бар и $t_1=47$ °С до $p_2=5$ бар. Определить изменение энтальпии процесса и работу изменения объема.

Считать газы идеальными с постоянными теплоемкостями c_v и c_p .

Ответ: $\Delta h=262$ кДж/кг, $\ell=-194$ кДж/кг.

5.10. Газовая смесь, состоящая из H_2 и CH_4 , с теплоемкостью $\mu c_{p,см}=30,3$ кДж/(кмоль·К) нагревается при постоянном давлении от

$t_1=17\text{ }^\circ\text{C}$ до $t_2=300\text{ }^\circ\text{C}$. Считая газы идеальными с постоянными теплоемкостями c_v и c_p , определить изменение энтальпии и энтропии этого процесса.

Ответ: $\Delta h_{\text{см}}=1415\text{ кДж/кг}$, $\Delta s_{\text{см}}=3,41\text{ кДж/(кг}\cdot\text{K)}$.

5.11. Газовая смесь, состоящая из N_2 и CH_4 и имеющая газовую постоянную $R_{\text{см}}=692,8\text{ Дж/(кг}\cdot\text{K)}$, нагревается при постоянном давлении от $t_1=17\text{ }^\circ\text{C}$ до $t_2=300\text{ }^\circ\text{C}$. Считая газы идеальными с постоянными теплоемкостями c_v и c_p , определить изменение энтальпии и энтропии процесса.

Ответ: $\Delta h_{\text{см}}=756\text{ кДж/кг}$, $\Delta s_{\text{см}}=1,82\text{ кДж/(кг}\cdot\text{K)}$.

5.12. Смесь газов N_2 и CO_2 , имеющая газовую постоянную $R_{\text{см}}=259,8\text{ Дж/(кг}\cdot\text{K)}$, адиабатно расширяется от $p_1=6\text{ бар}$, $t_1=500\text{ }^\circ\text{C}$ до $p_2=1\text{ бар}$. Определить удельные работу изменения объема и изменение энтальпии данного процесса.

Считать газы идеальными с постоянными теплоемкостями c_v и c_p .

Ответ: $\ell=206\text{ кДж/кг}$, $\Delta h_{\text{см}}=-284\text{ кДж/кг}$.

Политропные процессы идеальных газов

5.13. Воздух ($\mu=28,96\text{ кг/кмоль}$, $i=5$) политропно с $n=1,2$ переходит из состояния с $p_1=6\text{ бар}$ и $t_1=320\text{ }^\circ\text{C}$ в состояние с давлением $p_2=1\text{ бар}$. Определить: параметры начальной и конечной точек (v , T , s), удельные теплоту и работу изменения объема. Изобразить процесс в p,v - и T,s - диаграммах.

Считать газ идеальным с постоянными теплоемкостями c_v и c_p .

Ответ: $v_1=0,284\text{ м}^3/\text{кг}$, $s_1=268\text{ Дж/(кг}\cdot\text{K)}$,
 $v_2=1,27\text{ м}^3/\text{кг}$; $T_2=439,6\text{ K}$; $s_2=482\text{ Дж/(кг}\cdot\text{K)}$
(начало отсчета энтропий $s_0=0$ взято при н.ф.у.);
 $q=110\text{ кДж/кг}$; $\ell=220\text{ кДж/кг}$.

5.14. Азот (N_2) в политропном процессе изменяет давление и температуру от $p_1=8\text{ бар}$ и $t_1=27\text{ }^\circ\text{C}$ до $v_2=0,176\text{ м}^3/\text{кг}$ и $t_2=200\text{ }^\circ\text{C}$. Определить работу изменения объема этого процесса и изобразить его в p,v - и T,s - диаграммах.

Считать газ идеальным с постоянными теплоемкостями c_v и c_p .

Ответ: $\ell=51,4\text{ кДж/кг}$.

5.15. 5 кг кислорода O_2 ($\mu=32\text{ кг/кмоль}$) политропно переходит из состояния с $p_1=1\text{ бар}$ и $T_1=290\text{ K}$ в состояния с $p_2=4\text{ бар}$ и $T_2=204\text{ K}$. Определить показатель политропы, количество теплоты, конечный объем и работу изменения объема данного процесса. Изобразите процесс в p,v - и T,s - диаграммах.

Считать газ идеальным с постоянными теплоемкостями c_v и c_p .
Ответ: $n=0,798$, $V_2=0,666 \text{ м}^3$, $Q= - 832,3 \text{ кДж}$, $L= - 553 \text{ кДж}$.

5.16. 4 м^3 воздуха ($\mu=28,96 \text{ кг/кмоль}$) при $p_1=8 \text{ бар}$ $t_1=160 \text{ }^\circ\text{C}$ расширяется политропно до $p_2=1 \text{ бар}$, при этом его объем увеличивается в 6 раз. Определить работу изменения объема и количество теплоты процесса. Изобразить процесс в диаграммах p,v и T,s .

Считать газ идеальным двухатомным с $c_v=\text{const}$ и $c_p=\text{const}$.
Ответ: $L=5 \text{ МДж}$, $Q=3 \text{ МДж}$.

5.17. В политропном процессе изменяется состояние 1 кг воздуха ($\mu=28,96 \text{ кг/кмоль}$) от $p_1=1 \text{ бар}$, $t_1=10 \text{ }^\circ\text{C}$ до $t_2=400 \text{ }^\circ\text{C}$ за счет отвода теплоты в количестве 280 кДж/кг . Определить показатель политропы, конечное давление и объем, удельные работу изменения объема, изменение внутренней энергии, энтальпии и энтропии процесса. Изобразить процесс в диаграммах p,v и T,s .

Считать газ идеальным двухатомным с $c_v=\text{const}$ и $c_p=\text{const}$.
Ответ: $n=1,2$, $p_2=180 \text{ бар}$, $v_2=0,0107 \text{ м}^3/\text{кг}$;

$l= - 560 \text{ кДж/кг}$, $\Delta s= - 622 \text{ Дж/(кг}\cdot\text{K)}$, $\Delta h=393 \text{ кДж/кг}$, $\Delta u=280 \text{ кДж/кг}$.

5.18. В политропном процессе расширения двухатомного газа $1/3$ сообщаемой газу теплоты пошла на увеличение его внутренней энергии. Определить показатель политропы этого процесса и изобразить процесс в p,v - и T,s - диаграммах.

Считать газ идеальным с постоянными теплоемкостями c_v и c_p .
Ответ: $n=0,8$.

5.19. В политропном процессе с $\alpha=0,4$ ($\alpha=du/\delta q$) состояние газа N_2 изменяется от $p_1=10 \text{ бар}$ и $t_1=350 \text{ }^\circ\text{C}$ до $p_2=1 \text{ бар}$. Определить удельные теплоту и изменение энтропии газа в этом процессе.

Считать газ идеальным с постоянными теплоемкостями c_v и c_p .
Ответ: $q=1515 \text{ кДж/кг}$, $\Delta s=1,55 \text{ кДж/(кг}\cdot\text{K)}$

5.20. Воздух состоит из N_2 и O_2 и имеет объемную долю $r_{\text{N}_2}=0,4$. Определить изменение энтальпии этого воздуха при его политропном нагреве от $10 \text{ }^\circ\text{C}$ до $410 \text{ }^\circ\text{C}$.

Считать газ идеальным с постоянными теплоемкостями c_v и c_p .
Ответ: $\Delta h=382,9 \text{ кДж/кг}$.

5.21. Газовая смесь, состоящая по объему из 30% углекислого газа (CO_2) и 70% кислорода (O_2), при температуре $120 \text{ }^\circ\text{C}$ и давлении 3 бар занимает объем $0,5 \text{ м}^3$. Газ политропно с $n=0,8$ расширяется, при этом его объем увеличивается в 3 раза. Считая газы идеальными с жесткими молекулами, определить количество тепло-

ты, работу изменения объема, изменение внутренней энергии и энтропии процесса. Изобразить процесс в диаграммах p, v и T, s .

Ответ: $Q=282$ кДж, $L=184,3$ кДж, $\Delta U=97,7$ кДж, $\Delta S=0,641$ кДж/К.

5.22. Двухатомный газ, имеющий теплоемкость $c_v=0,65$ кДж/(кг·К), политропно переходит из состояния с $t_1=17$ °С и $v_1=0,8$ м³/кг в состояние с $p_2=8$ бар и $t_2=277$ °С. Определить удельные изменение энтропии и теплоту процесса.

Считать газ идеальным с постоянными теплоемкостями c_v и c_p .

Ответ: $\Delta s=26,3$ Дж/(кг·К), $q=10,7$ кДж/кг ($n=1,427$).

5.23. На каком из указанных в p, v - диаграмме процессов идеального газа (рис. 5.4) наибольшее повышение температуры и подвод теплоты? Для ответа необходимо перестроить процессы в T, s - диаграмму.

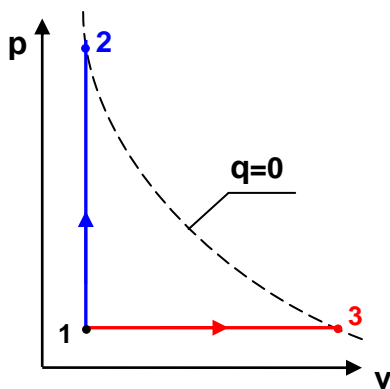


Рис. 5.4. К задаче 5.23

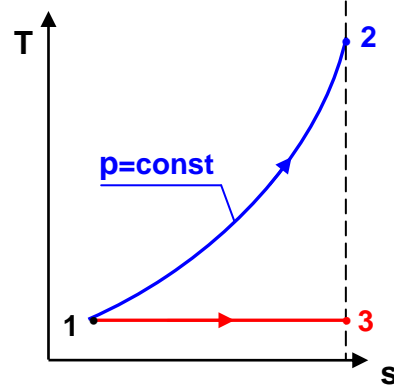


Рис. 5.5. К задаче 5.24

5.24. На каком из указанных на рис. 5.5 в T, s - диаграмме процессов идеального газа наибольшее изменение объема?

5.25. Перестроить циклы идеальных газов (рис. 5.6) из T, s - диаграмм в p, v - диаграммы.

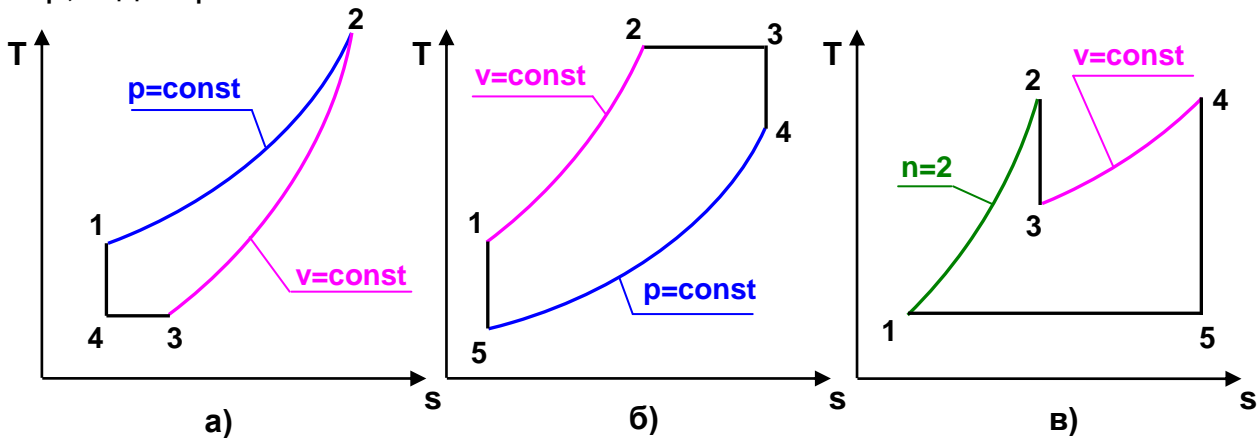


Рис. 5.6. К задаче 5.25

5.26. Перестроить из p, v - диаграммы в T, s - диаграмму процессы и циклы идеальных газов (рис. 5.7).

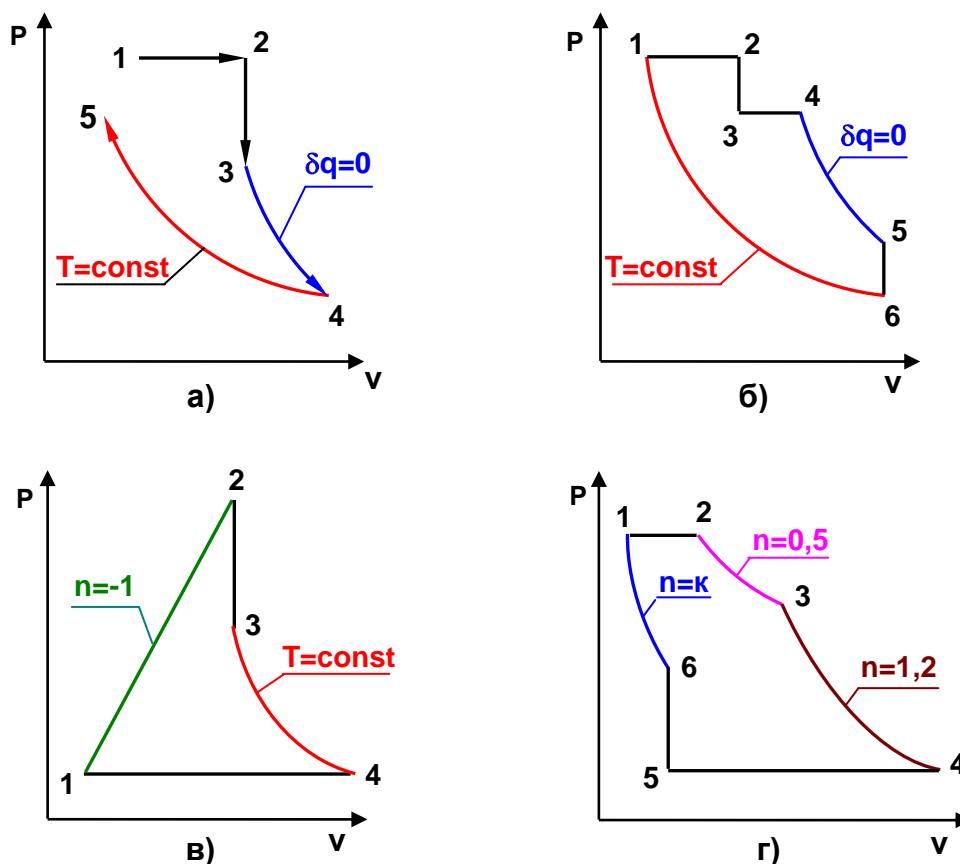


Рис. 5.7. К задаче 5.26

5.27. В диаграммах p, v и T, s изобразить последовательно процессы идеальных газов согласно заданному условию:

- 1-2 – изобарный процесс с отводом теплоты;
- 2-3 – политропный процесс сжатия при $n=1,25$;
- 3-4 – адиабатный процесс расширения;
- 4-5 – изотермический процесс сжатия;
- 5-6 – изохорный процесс с отводом теплом.

5.2. Особенности расчета процессов идеальных газов при учете влияния температуры на их изобарную и изохорную теплоемкости

В отличие от кинетической теории газов квантовая теория позволяет учесть колебательное движение атомов внутри молекул двух- и многоатомных газов. В соответствии с этой теорией мольная изохорная теплоемкость газа представляет собой функциональную зависимость от температуры. Уравнения изохорной и изобарной теплоемкостей идеальных газов с учетом влияния температуры на их значения имеют весьма сложный вид, поэтому значения этих теплоемко-

стей и производных от них энергетических функций состояния u , h , полученные расчетным путем, сводятся в специальные справочные таблицы [13].

В этих таблицах кроме u , h для идеальных газов приводятся значения относительных давлений $\pi_0 = p/p_0$, объемов $\theta_0 = v/v_0$, которые *используются только для адиабатных процессов* при нахождении параметров второй точки процесса без использования коэффициента Пуассона по соотношениям

$$\frac{p_2}{p_1} = \frac{\pi_{02}}{\pi_{01}}, \text{ или } \frac{v_2}{v_1} = \frac{\theta_{02}}{\theta_{01}}. \quad (5.8)$$

Также в этих таблицах дается та часть удельной энтропии идеальных газов, которая зависит от температуры:

$$s_0 = \int_{T_0}^T \frac{c_p dT}{T}, \quad (5.9)$$

где $T_0 = 0 \text{ К}$.

Вся абсолютная величина удельной энтропии газа рассчитывается по выражению

$$s = s_0 - R \cdot \ln \frac{p}{p_0}, \quad (5.10)$$

где p_0 принимается произвольно.

Пример расчета процесса идеальных газов с использованием таблиц [13, 16].

Рассчитать в обратимом процессе 1-2-3 (рис. 5.8) идеального воздуха удельные теплоты и изменение энтропии, считая c_v и c_p зависящими от температуры. Процесс 1-2 – адиабатное сжатие воздуха от $p_1 = 1 \text{ бар}$ и $t_1 = 17^\circ \text{С}$ до $p_2 = 10 \text{ бар}$, 2-3 – при $p_2 = \text{const}$ от t_2 до $t_3 = 20^\circ \text{С}$.

Решение

Используя таблицы термодинамических свойств воздуха [16], найдем π_{01} по известной температуре $t_1 = 17^\circ \text{С}$. Определив $\pi_{01} = 1,2339$, рассчитываем π_{02} по известному отношению давлений адиабатного процесса:

$$\pi_{02} = \pi_{01} \frac{p_2}{p_1} = 1,2339 \cdot 10 = 12,339.$$

Используя π_{02} , определяем по таблицам [16] температуру в конце адиабатного процесса $t_2 = 283^\circ \text{С}$ (взято с точностью до 1°).

Зная температуры во всех трех точках сложного процесса, определим по ним из таблиц необходимые для расчета энергетические параметры:

$h_1=290,28$ кДж/кг, $u_1=207,01$ кДж/кг, $h_2=561,13$ кДж/кг,
 $u_2=401,52$ кДж/кг, $h_3=293,29$ кДж/кг, $u_3=209,16$ кДж/кг.

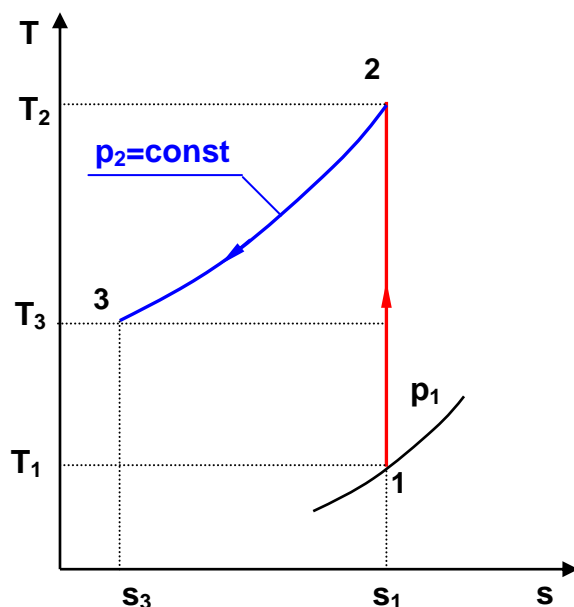


Рис. 5.8. К примеру расчета процесса с использованием таблиц термодинамических свойств идеальных газов

Для адиабатного процесса 1-2 определим:

$$h_2 - h_1 = 561,13 - 290,28 = 270,85 \text{ кДж/кг,}$$

$$u_2 - u_1 = -l = 401,52 - 207,01 = 199,51 \text{ кДж/кг.}$$

В изобарном процессе 2-3 количество удельной теплоты рассчитывается как разница его удельных энтальпий:

$$q_{2-3} = h_3 - h_2 = 293,29 - 561,13 = -267,84 \text{ кДж/кг.}$$

Расчет изменения удельной энтропии в процессе 2-3 выполняется с использованием $s_{02}=7,3298$ кДж/(кг·К) и $s_{03}=6,6789$ кДж/(кг·К), которые определяются по t_2 и t_3 [16]:

$$\begin{aligned} s_3 - s_2 &= s_{03} - s_{02} - R \cdot \ln \frac{p_2}{p_2} = s_{03} - s_{02} = \\ &= 6,6789 - 7,3298 = -0,6509 \frac{\text{кДж}}{\text{кг} \cdot \text{К}}. \end{aligned}$$

Изменение энтропии происходит только за счет изменения температуры, т.к. процесс 2-3 изобарный.

Для определения абсолютных значений энтропий необходимо задаться величиной p_0 . Приняв $p_0=1$ бар, рассчитаем s_1 , s_2 и s_3 :

$$s_1 = s_{o1} - R \cdot \ln \frac{p_1}{p_o} = 6,6686 - \frac{8,314}{28,97} \cdot \ln \frac{1}{1} = 6,6686 \frac{\text{кДж}}{\text{кг} \cdot \text{К}};$$

$$s_2 = s_{o2} - R \cdot \ln \frac{p_2}{p_o} = 7,3298 - \frac{8,314}{28,97} \cdot \ln \frac{10}{1} = 6,6689 \frac{\text{кДж}}{\text{кг} \cdot \text{К}}.$$

Так как в пределах погрешности расчетов $s_1=s_2$, то это подтверждает, что процесс 1-2 адиабатный.

$$s_3 = s_{o3} - R \cdot \ln \frac{p_3}{p_o} = 6,6789 - \frac{8,314}{28,97} \cdot \ln \frac{10}{1} = 6,0181 \frac{\text{кДж}}{\text{кг} \cdot \text{К}}.$$

Проверим ранее полученное значение разности энтропий s_3-s_2 по разности абсолютных энтропий в этих точках:

$$s_3 - s_2 = 6,0181 - 6,6689 = - 0,6508 \frac{\text{кДж}}{\text{кг} \cdot \text{К}}.$$

В этом случае сходимость результатов тоже очевидна.

5.3. Задачи

5.28. Воздух с начальными параметрами $p_1=5$ бар, $t_1=280$ °С адиабатно расширяется до давления $p_2=2$ бар. Пользуясь таблицами (табл. П2.3) термодинамических свойств газов [13, 16], определить конечные значения температуры и удельного объема, работу изменения объема.

Ответ: $t_2=155$ °С, $v_2=0,615$ м³/кг, $\ell=92,6$ кДж/кг.

5.29. Воздух адиабатно расширяется от $p_1=10$ бар и $t_1=360$ °С до $p_2=1$ бар. Используя таблицы зависимости термодинамических свойств газов от температуры [16] (табл. П2.3), определить изменение энтальпии и внутренней энергии воздуха в этом процессе. Сравнить полученные результаты с результатами расчета этих же величин, считая теплоемкости газа c_v и c_p не зависящими от температуры.

Ответ: $\Delta h= -309$ кДж/кг, $\Delta u= -223$ кДж/кг;

$$\delta(\Delta h)=0,84 \% (\Delta h= -306,7 \text{ кДж/кг});$$

$$\delta(\Delta u)=1,78 \% (\Delta u= -223 \text{ кДж/кг}).$$

5.30. Определить теплоту и изменение внутренней энергии воздуха, изобарно расширяющегося от $t=20$ °С до двукратного увеличения объема. Расчеты выполнить двумя способами:

а) считая теплоемкости воздуха c_v и c_p не зависящими от температуры;

б) используя таблицы зависимости термодинамических свойств газов от температуры [13, 16] (табл. П2.3).

Оценить погрешность расчетов искомых величин по способу (а) по отношению к способу (б).

Ответ: а) $q=294,4$ кДж/кг, $\Delta u=210,29$ кДж/кг;

б) $q=299,16$ кДж/кг, $\Delta u=215,1$ кДж/кг;

$\delta q=1,59$ %, $\delta(\Delta u)=2,2$ %.

5.31. В баллоне постоянного объема двуокись углерода (CO_2) нагревается от давления $p_1=2$ бар и температуры $t_1=10$ °С до давления $p_2=4,05$ бар. Пользуясь таблицами [13] (табл. П2.6), определить конечные параметры газа (t_2 , v_2 , u_2 , h_2) и количество затраченной удельной теплоты в этом процессе.

Ответ: $t_2=300$ °С, $v_2=0,268$ м³/кг, $u_2=369,08$ кДж/кг,

$h_2=477,36$ кДж/кг, $q=221,8$ кДж/кг.

5.32. В конвективных газоходах парогенератора продукты сгорания топлива изобарно охлаждаются от $t_1=1050$ °С до $t_2=140$ °С. Состав газов задан по объему: $r_{\text{CO}_2}=0,15$, $r_{\text{O}_2}=0,06$, $r_{\text{N}_2}=0,79$.

Определить количество теплоты, отдаваемое 1 кг газов. При расчете использовать данные таблиц С.Л. Ривкина [13] (табл. П2.4 - П2.6).

Примечание: в таблицах смотреть азот атмосферный.

Указание:

при $p=\text{const}$ энтальпии конечного и начального состояний смеси

определяются выражением $h_{\text{см}} = \sum_{i=1}^{i=n} g_i h_i$,

где g_i – массовые доли каждого компонента газовой смеси.

Ответ: $q=-1032$ кДж/кг.

5.33. Кислород с начальными параметрами $p_1=1$ МПа и $t_1=400$ °С расширяется адиабатно до давления $p_2=0,2$ МПа. Пользуясь таблицами термодинамических свойств газов [13] (табл. П2.5), определить конечную температуру, начальный и конечный удельные объемы, удельную работу изменения объема и изменение энтальпии в процессе.

Ответ: $t_2=167$ °С, $v_1=0,175$ м³/кг, $v_2=0,572$ м³/кг;

$\ell=169,8$ кДж/кг, $h_2-h_1=-230,4$ кДж/кг.

5.4. Контрольные вопросы

1. Какая величина характеризует закономерность энергетического взаимодействия газа и внешней среды в политропном процессе?
2. Какая величина характеризует закономерность изменения термических параметров в политропном процессе идеального газа?
3. Какая величина характеризует закономерность политропы идеального газа в T,s - диаграмме?
4. Изобразите в диаграммах p,v и T,s политропные процессы расширения идеального газа с показателем политропы $1 < n < \kappa$, оцените теплоемкость этого процесса.
5. Какие величины используются вместо коэффициента Пуассона для определения температуры второй точки по двум известным параметрам первой точки и давлению или объему второй точки в обратимых адиабатных процессах идеальных газов при учете влияния температуры на теплоемкости c_v и c_p ?

6. ТЕРМОДИНАМИЧЕСКИЕ СВОЙСТВА ВОДЫ И ВОДЯНОГО ПАРА. ПРОЦЕССЫ ВОДЯНОГО ПАРА

Термодинамические свойства воды и водяного пара не могут быть описаны удобными для использования универсальными уравнениями, аналогичными уравнениям для идеальных газов. В инженерной практике широкое распространение получили таблицы термодинамических свойств веществ и построенные на их базе диаграммы зависимостей параметров состояния. В этих таблицах зависимость термических параметров состояния, как правило, определяется экспериментально. На базе этих зависимостей с использованием дифференциальных уравнений термодинамики и ряда опытных величин (q , c_p и т.п.) рассчитывают значения энергетических параметров (функций состояния) h , u , s .

Для иллюстрации процессов изменения состояния воды и водяного пара и паровых циклов широко используются p,v -, T,s - и h,s - диаграммы (рис. 6.1, 6.2, 6.3). Они дают большой объем информации, позволяют наглядно судить о фазовых состояниях воды, особенностях ее процессов и упрощают определение параметров воды в этих процессах.

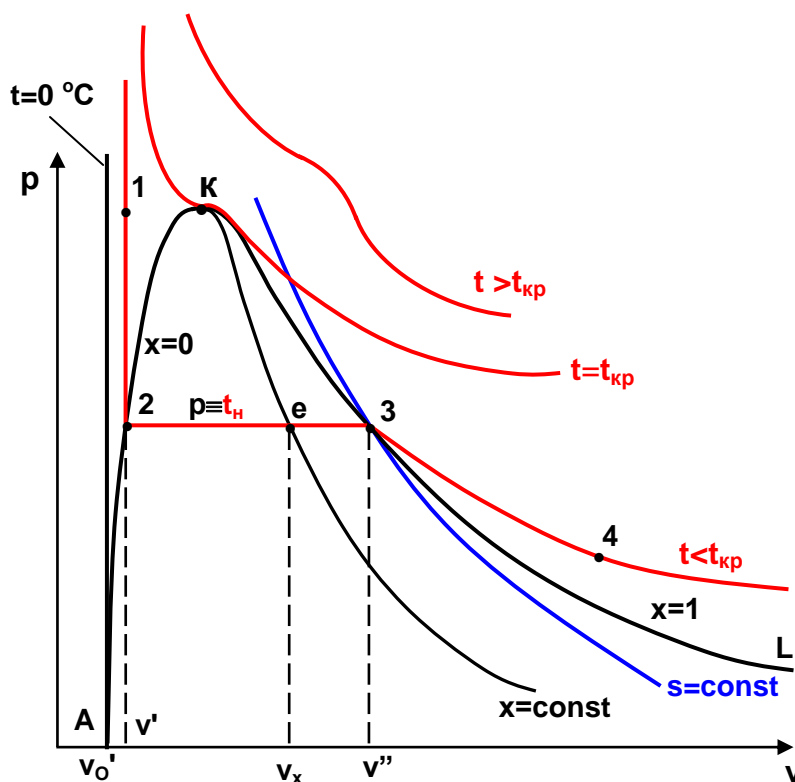


Рис. 6.1. Основные процессы воды и водяного пара в p,v - диаграмме

На рис. 6.1 представлены в p,v - диаграмме области фазовых состояний и основные процессы для жидкой и паровой фаз воды:

– между вертикальной изотермой $0\text{ }^\circ\text{C}$ в области жидкости и линии-

ей состояния насыщения жидкости $x=0$ находится область жидкой фазы воды;

– выше линии состояния сухого насыщенного пара $x=1$ находится область перегретого пара;

– между линиями $x=0$ и $x=1$ находится область влажного насыщенного пара;

– докритическая изотерма 1-2-3-4, в области жидкости (1-2) близка к вертикальной прямой с незначительным смещением влево, в области влажного пара (2-3) совпадает с изобарой насыщения, в области перегретого пара (3-4) представляет собой кривую выпуклостью вниз;

– критическая изотерма $t_{кр}$ имеет точку перегиба в критической точке;

– сверхкритическая изотерма $t > t_{кр}$ также имеет точку перегиба, которая при больших значениях температуры пропадает;

– линии постоянных энтропий ($s=const$) представляют собой кривые выпуклостью вниз, причем линии $s < s_{кр}$ пересекают только линию $x=0$, а линии $s > s_{кр}$ пересекают только линию $x=1$;

– линии $x=const$ соответствуют соотношению отрезков:

$$x = \frac{v_x - v'}{v'' - v'}$$

Удельный объем жидкости сильно отличается от удельного объема сухого насыщенного пара, поэтому линия $x=0$ более крутая, чем линия $x=1$.

В тепловой диаграмме T, s (рис. 6.2) показаны:

– линия $x=0$ начинается в тройной точке жидкости (точка 1, $T_0=273,16$ К, $s_1'=0$);

– область жидкой фазы находится выше линии $x = 0$;

– точка N соответствует сухому насыщенному пару тройной точки воды;

– горизонтальная прямая 1-N, ниже которой и ограниченной справа линией $x=1$ находится зона сублимации (смесь твердой фазы воды и пара);

– область перегретого пара находится выше линии $x=1$.

Видимой зоны перехода от области жидкой фазы к области пара выше критической точки K нет.

Изобара докритического давления в T, s - диаграмме представляет собой сложную кривую 1-2-3-4. Она состоит из трех характерных частей: 1-2 – в области жидкости – это кривая выпуклостью вниз, близко располагающаяся к линии $x=0$; 2-3 – в области влажного насыщенного пара, она совпадает с изотермой насыщения; 3-4 – в области перегретого пара – это кривая выпуклостью вниз, представляющая собой логарифмическую кривую с переменной логарифмикой.

Площадь под изобарой 1-2 (нагрев жидкости) соответствует

удельной теплоте жидкости q' , под изобарой 2-3 (парообразование) – удельной теплоте парообразования r , под 3-4 (перегрев пара) – удельной теплоте перегрева q_n .

Изобара критического давления ($p=p_{кр}$) в критической точке К имеет перегиб, здесь касательная к ней есть горизонтальная прямая. Изобары сверхкритического давления представляют собой непрерывно повышающиеся кривые с точками перегиба, в которых касательные имеют минимальный наклон. Этим точкам соответствуют максимальные значения изобарной теплоемкости.

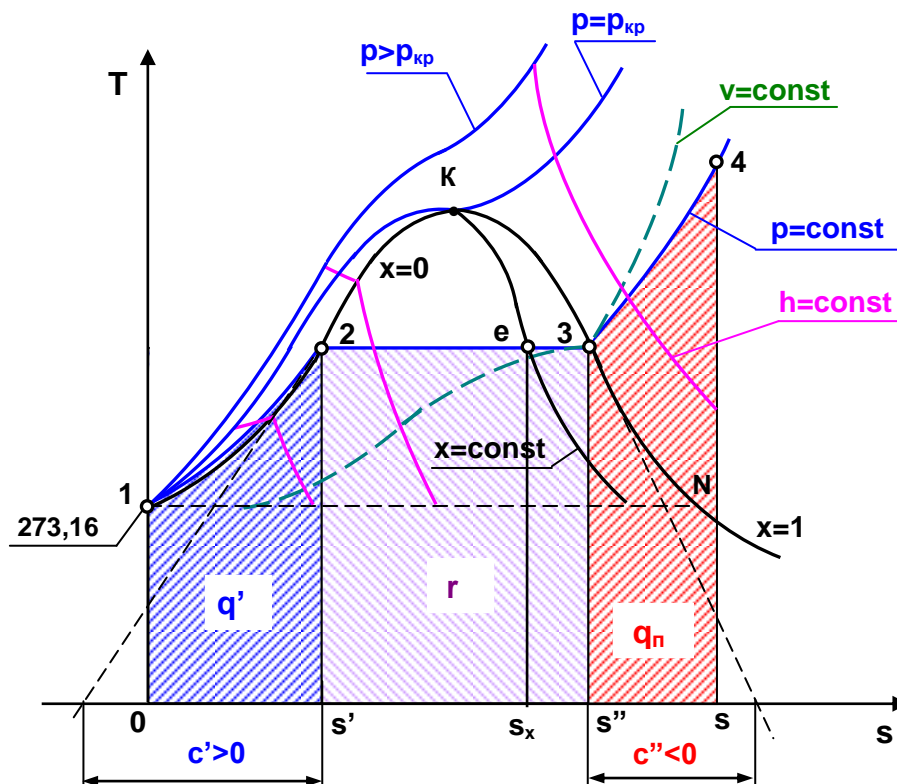


Рис. 6.2. Диаграмма T,s для воды и водяного пара

Изохоры с $v > v_{кр}$ пересекают только правую пограничную кривую $x=1$ (рис.6.2). В области перегретого пара они представляют собой вогнутые кривые (круче изобар), а в области влажного пара – кривые двойкой кривизны: выпуклые – при больших степенях сухости и вогнутые – при малых степенях сухости.

Изохоры с $v < v_{кр}$ пересекают только нижнюю пограничную кривую $x=0$ и размещаются в области жидкости при высоких давлениях и температурах, а в области влажного насыщенного пара – при низких давлениях и температурах.

На рис. 6.2 показаны линии постоянных энтальпий $h=const$. В области перегретого пара изоэнтальпа представляет собой плавную кривую с отрицательным тангенсом угла наклона к ней. Изоэнтальпы, переходящие из области влажного пара в область жидкости, имеют ярко выраженную точку излома на линии $x=0$.

На рис. 6.2 в точках 2 и 3 проведены касательные к пограничным кривым $x=0$ и $x=1$. Подкасательные s' и s'' представляют собой теплоемкости жидкости и сухого насыщенного пара на пограничных кривых $x=0$ и $x=1$.

В инженерной практике наиболее широкое применение находит h,s - диаграмма для воды и водяного пара. На рис. 6.3 приведен общий вид такой диаграммы.

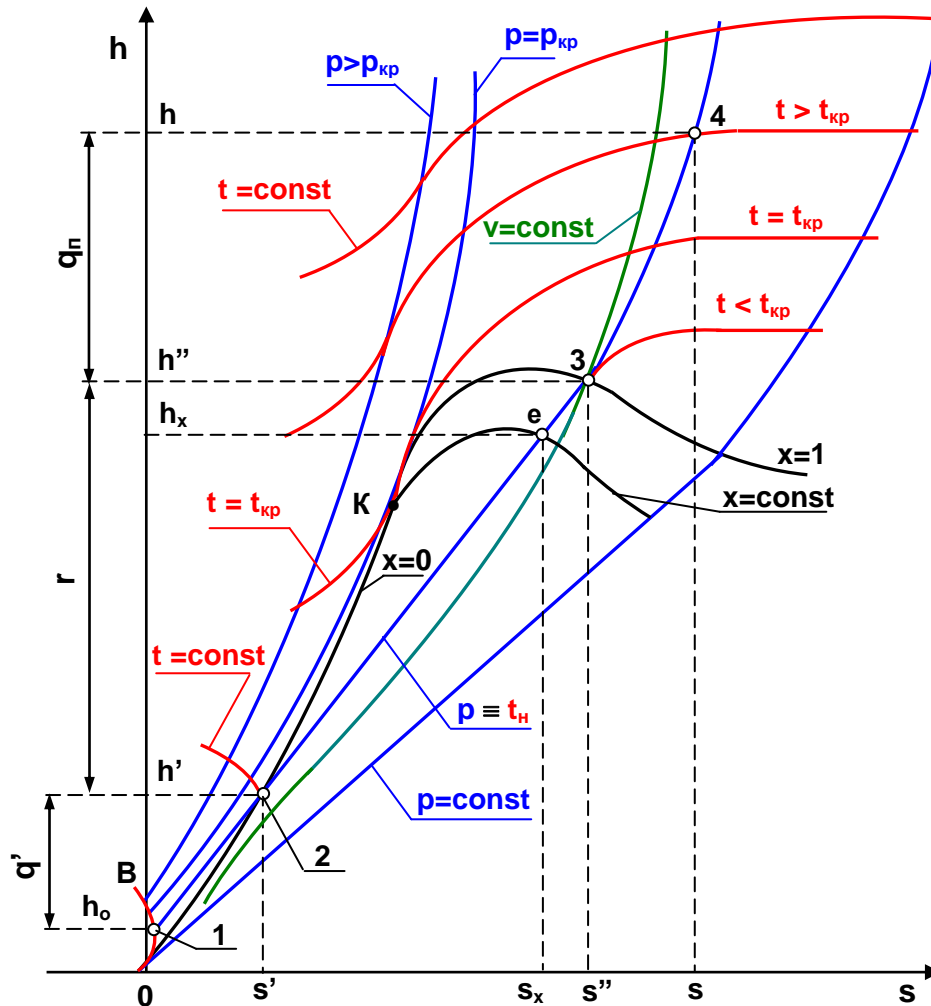


Рис. 6.3. Диаграмма h,s для воды и водяного пара

При повышении давления и температуры энтальпия h' и энтропия s' жидкости на линии насыщения растут до критической точки, поэтому линия $x=0$ представляет собой вогнутую кривую OK .

Пограничная кривая сухого насыщенного пара $x=1$ имеет вид кривой KN . Максимальное значение энтальпии (ординаты) этой кривой h''_{max} достигается при давлении около 30 бар. Следует обратить внимание на то, что критическая точка находится левее и ниже точки максимальной энтальпии h''_{max} , а вся пограничная кривая $x=1$ располагается выше горизонтали, проведенной из критической точки.

Все изобары в области жидкости выходят из изотермы $0\text{ }^\circ\text{C}$, имеющей форму кривой OB выпуклостью вверх.

Докритические изобары жидкости представляют собой вогнутые кривые, идущие слева направо, поскольку процесс нагрева жидкости 1-2 сопровождается возрастанием энтропии и повышением температуры.

В процессе изобарного парообразования 2-3 температура остается постоянной, и участок изобары 2-3 представляет собой прямую, тангенс угла наклона которой определяется температурой насыщения T_n . На пограничных кривых ($x=0$ и $x=1$) вода имеет одну и ту же температуру, следовательно, прямая 2-3 является касательной к кривым 1-2 и 3-4.

С повышением давления увеличивается температура насыщения, и в области влажного насыщенного пара изобары (изотермы) веерообразно расходятся.

Изобары парообразования 2-3 плавно переходят в изобары перегретого пара 3-4, представляющие собой вогнутые расходящиеся кривые, при большой степени перегрева приближающиеся к кривым логарифмического характера (как для газов).

Критическая изобара проходит через критическую точку К и представляет собой вогнутую кривую. Изобары сверхкритического давления имеют такой же вид.

Изотермы в h,s - диаграмме представляют собой сложные линии. Докритические изотермы жидкости при низких температурах начиная от 0°C , с повышением давления поднимаются вверх (кривые выпуклостью вверх); при высоких температурах – кривая выпуклостью вниз.

В области влажного пара докритические изотермы совпадают с изобарами. В области перегретого пара изотермы имеют вид кривых выпуклостью вверх, идущих слева направо. При температурах, близких к критической, в области высоких давлений изотермы перегретого пара круто идут вверх, имея большую кривизну. В областях низких давлений все изотермы перегретого пара приближаются к горизонтальным прямым (свойства пара близки к свойствам идеального газа).

Сверхкритические изотермы имеют точку перегиба, а у критической изотермы эта точка соответствует критической точке.

Изохоры в h,s - диаграмме представляют собой плавные кривые, круче изобар. Они пересекают только одну пограничную кривую ($x=0$ или $x=1$), в зависимости от того, удельный объем их меньше или больше удельного объема воды в критической точке.

На рис. 6.3 выделена изобара 1-2-3-4 и показаны в виде отрезков значения энтальпии, энтропии и их разности для характерных состояний воды и пара на этой изобаре. Точке 1 соответствует состояние жидкости при $t=0^\circ\text{C}$ данной изобары.

Определение параметров воды и водяного пара с использованием таблиц термодинамических свойств [14] выполняется по трем табли-

цам: таблицам свойств воды и пара в состоянии насыщения как функций температуры (табл. 1) и давления (табл. 2) и таблице свойств воды и перегретого пара (табл. 3).

В табл. 1 и 2 в качестве определяющих параметров может выступать любой из параметров состояния насыщения воды и пара: $p_n, t_n, v', h', s', v'', h'', s''$.

В табл. 3 в качестве определяющих параметров (кроме p и t) может выступать любая пара параметров: p, t, v, h, s .

При выборе табл. 1, 2 или 3 для определения параметров воды необходимо определить ее фазовое состояние. Определение фазового состояния воды и водяного пара с использованием таблиц [14] выполняется по следующему алгоритму:

1) при $p = \text{const}$:

$t < t_n$ – жидкая фаза воды, табл. 3;

$t > t_n$ – перегретый пар, табл. 3;

$t = t_n$ – необходим 3-й параметр, например при заданном h :

$h = h'$ – кипящая вода, $x=0$, табл. 1, 2;

$h = h''$ – сухой насыщенный пар,

$h' < h < h''$ – влажный пар,

$h < h'$ – жидкая фаза воды,

$h > h''$ – перегретый пар,

$h' < h < h''$ – влажный пар;

} аналогично и при заданных параметрах v или s

2) при $t = \text{const}$:

$p < p_n$ – перегретый пар,

$p > p_n$ – жидкая фаза воды,

$p = p_n$ – аналогично $t = t_n$ при $p = \text{const}$ с ориентацией на h, v, s .

Удельная внутренняя энергия в таблицах отсутствует, ее рассчитывают через энтальпию, давление и удельный объем по выражению

$$u = h - pv.$$

В данном выражении необходимо привести к единой размерности все величины, для этого при использовании удельной энтальпии в кДж/кг давление подставляют в кПа, тогда u и удельная внутренняя энергия будет иметь размерность кДж/кг.

Расчет удельного объема, энтальпии, энтропии и внутренней энергии для влажного насыщенного водяного пара выполняется по формулам

$$v_x = v' + x(v'' - v'); \quad (6.1)$$

$$h_x = h' + x(h'' - h') = h' + xr; \quad (6.2)$$

$$s_x = s' + x(s'' - s'); \quad (6.3)$$

$$u_x = u' + x(u'' - u') = h_x - pv_x. \quad (6.4)$$

Используя параметры влажного насыщенного пара, можно рассчитать его степень сухости:

$$x = \frac{v_x - v'}{v'' - v'} = \frac{h_x - h'}{r} = \frac{s_x - s'}{s'' - s'} = \frac{u_x - u'}{u'' - u'}. \quad (6.5)$$

Расчет термодинамических процессов воды и водяного пара выполняется на основании первого закона термодинамики с использованием таблиц и диаграмм термодинамических свойств H_2O . Для расчетов используются следующие выражения:

$$\delta q = du + pdv, \quad \delta q = dh - vdp, \quad \delta q = Tds, \quad \delta \ell = pdv.$$

Эти выражения приводятся к следующему виду в конкретных процессах:

Изохорный процесс – $v = \text{const}$,

$$\delta \ell = pdv = 0, \quad dv = 0, \quad q_v = u_2 - u_1 = h_2 - h_1 - v(p_2 - p_1).$$

Изобарный процесс – $p = \text{const}$,

$$\ell_p = \int_{v_1}^{v_2} pdv = p(v_2 - v_1), \quad q_p = h_2 - h_1, \\ u_2 - u_1 = h_2 - h_1 - p(v_2 - v_1) = q_p - \ell_p.$$

Изотермический процесс – $T = \text{const}$,

$$q_T = T(s_2 - s_1), \quad u_2 - u_1 = h_2 - h_1 - (p_2v_2 - p_1v_1), \\ \ell_T = q_T - (u_2 - u_1).$$

Адиабатный процесс – $q = 0$ ($s = \text{const}$),

$$\ell_s = u_1 - u_2 = (h_1 - h_2) - (p_1v_1 - p_2v_2).$$

6.1. Задачи

Пример решения задачи:

6.1. Пользуясь таблицами теплофизических свойств воды и водяного пара [14], определить фазовое состояние воды, ее температуру и удельные энергетические параметры: энтальпию, энтропию и внутреннюю энергию, если $p = 5$ бар, $v = 0,2$ м³/кг.

Решение

Первоначально определяют фазовое состояние H_2O : по табл. 2 [14] при $p = 5$ бар находят удельные объемы для жидкости в состоянии насыщения $v' = 0,0010928$ м³/кг и для сухого насыщенного пара $v'' = 0,37482$ м³/кг, а затем их сравнивают с заданным объемом

$v=0,2 \text{ м}^3/\text{кг}$. Поскольку $v' < v < v''$, то это состояние влажного насыщенного пара, для которого температура пара равна температуре насыщения $t_n=151,85 \text{ }^\circ\text{C}$.

Остальные параметры определяют с использованием степени сухости, которую рассчитывают по заданному удельному объему:

$$x = \frac{v - v'}{v'' - v'} = \frac{0,2 - 0,0010928}{0,37482 - 0,0010928} = 0,532 ;$$

$$h = h' + x \cdot r = 640,1 + 0,532 \cdot 2108,4 = 1761,2 \text{ , кДж/кг ;}$$

$$s = s' + x \cdot (s'' - s') = 1,8604 + 0,532 \cdot 4,9611 = 4,4997 \text{ , кДж/(кг}\cdot\text{K)}.$$

Для определения удельной внутренней энергии в ее расчетное выражение давление подставляют в кПа, а удельную энтальпию – в кДж/кг:

$$u = h - p v = 1761,2 - 500 \cdot 0,2 = 1661,2 \text{ кДж/кг.}$$

6.2. Давление насыщенного водяного пара $p_n=7,5 \text{ кПа}$. Определить параметры сухого насыщенного пара и воды в состоянии насыщения (кипения) по таблицам теплофизических свойств воды и водяного пара (t, v, h, v, s, u).

Ответ:

для воды: $t=40,32 \text{ }^\circ\text{C}$, $v=0,0010079 \text{ м}^3/\text{кг}$,

$h=168,77 \text{ кДж/кг}$, $s=0,5763 \text{ кДж/(кг}\cdot\text{K)}$, $u=168,76 \text{ кДж/кг}$;

для пара: $t=40,32 \text{ }^\circ\text{C}$, $v=19,241 \text{ м}^3/\text{кг}$,

$h=2574,5 \text{ кДж/кг}$, $s=8,2517 \text{ кДж/(кг}\cdot\text{K)}$, $u=2430,2 \text{ кДж/кг}$.

6.3. Определить температуру, давление и удельную внутреннюю энергию жидкой фазы воды в состоянии насыщения при $h=500 \text{ кДж/кг}$.

Ответ: $t=119 \text{ }^\circ\text{C}$, $p=1,9233 \text{ бар}$, $u=499 \text{ кДж/кг}$.

6.4. Определить удельную внутреннюю энергию сухого насыщенного водяного пара при давлении 100 бар .

Ответ: $u=2544,4 \text{ кДж/кг}$.

6.5. Определить температуру и значения удельных величин: объема, энтропии и внутренней энергии водяного пара при давлении $p=10 \text{ бар}$ и степени сухости $x=0,9$.

Ответ: $t=179,88 \text{ }^\circ\text{C}$, $v=0,176 \text{ м}^3/\text{кг}$, $s=6,14 \text{ кДж/(кг}\cdot\text{K)}$, $u=2400 \text{ кДж/кг}$.

6.6. Водяной пар при температуре $200 \text{ }^\circ\text{C}$ имеет удельную энтальпию 1200 кДж/кг . Определить давление, удельные объем и энтропию пара.

Ответ: $p=15,55 \text{ бар}$; $v=0,0237 \text{ м}^3/\text{кг}$, $s=3,07 \text{ кДж/(кг}\cdot\text{K)}$.

6.7. Определить по таблицам [14] фазовое состояние и параметры

H₂O (v, t, h, s) при давлении 10 бар и удельной внутренней энергии u=2000 кДж/кг.

Ответ: влажный насыщенный пар,
t=179,88 °С, v=0,132 м³/кг, h=2132 кДж/кг, s=5,16 кДж/(кг·К).

6.8. По заданным удельным энтальпии и энтропии: h=2538 кДж/кг, s=6,325 кДж/(кг·К), определить по таблицам [14] фазовое состояние H₂O, его давление и температуру. Объяснить метод рационального поиска параметров p и t.

Ответ: влажный насыщенный пар, p=5 бар, t=151,85 °С.

6.9. В 1 м³ H₂O при давлении 5 бар 1/20 часть объема занята жидкостью в состоянии насыщения, а 19/20 объема – сухим насыщенным паром. Определить массу сухого насыщенного пара, и жидкости в этой смеси и внутреннюю энергию 1 м³ этого влажного насыщенного пара.

Ответ: m_{ж.с.н.} = 45,75 кг, m_{с.н.п.} = 2,53 кг, U=35747 кДж.

6.10. В сосуде вместимостью 5 м³ находится влажный насыщенный водяной пар при давлении 150 бар и степени сухости 0,3.

Определить массу влажного пара в сосуде и объем, занимаемый насыщенной жидкостью и сухим насыщенным паром.

Ответ: m=1,17 т, V'=1,36 м³, V''=3,64 м³.

6.11. Определить по таблицам [13] удельный объем и плотность водяного пара при давлении 5 бар и температуре 230 °С.

Ответ: v=0,4545 м³/кг, ρ=2,2 кг/м³.

6.12. Определить по таблицам [14] удельную внутреннюю энергию водяного пара при давлении 1 бар и температуре 117 °С.

Ответ: u=2533 кДж/кг.

6.13. Определить по таблицам [14] удельную внутреннюю энергию водяного пара при давлении 5 бар и энтальпии h=2970 кДж/кг.

Ответ: u=2730 кДж/кг.

6.14. Определить по таблицам [14] удельную внутреннюю энергию водяного пара при давлении 4,3 бар и температуре 250 °С.

Ответ: u=2722 кДж/кг.

6.15. При температуре 280 °С внутренняя энергия водяного пара равна 2750 кДж/кг. Определить по таблицам [14] фазовое состояние H₂O и давление пара. Объяснить способ рационального поиска давления.

Ответ: перегретый пар, p=15 бар.

6.16. При давлении 4 бар известна удельная внутренняя энергия H_2O $u=2598,12$ кДж/кг. Определить по таблицам [14] фазовое состояние H_2O и параметры воды t , h , s . Объяснить метод рационального поиска этих параметров.

Ответ: перегретый пар, $t=170$ °С, $h=2796,8$ кДж/кг, $s=7,0322$ кДж/(кг·К).

6.17. Определить по таблицам [14] фазовое состояние H_2O , давление и температуру водяного пара, если известны удельные энтальпия и энтропия пара $h=2925$ кДж/кг, $s=6,21$ кДж/(кг·К). Объяснить метод рационального поиска параметров.

Ответ: перегретый пар, $p=50$ бар, $t=300$ °С.

6.18. Водяной пар с $t_1=350$ °С и $p_1=8$ бар охлаждается при постоянном объеме. В конечном состоянии $h_2=2400$ кДж/кг. Рассчитать данный процесс, т.е. определить q , ℓ , Δu , Δs , Δh . Схематично изобразить процесс в p,v -, T,s - и h,s - диаграммах с нанесением на них пограничных линий $x=0$ и $x=1$.

Ответ: $q=\Delta u=-632,2$ кДж/кг, $\ell=0$, $\Delta s=-1,35$ кДж/(кг·К),
 $\Delta h=-760$ кДж/кг.

6.19. В барабане парового котла емкостью 15 м³ находятся в термодинамическом равновесии вода и пар общей массой 7000 кг при давлении 10 бар. Какое количество теплоты необходимо подвести к этой пароводяной смеси, для того чтобы давление в котле повысилось до 60 бар? Процесс считать изохорным.

Изобразить процесс в p,v -, T,s - и h,s - диаграммах.

Ответ: $Q=3300$ МДж.

6.20. От 1 кг сухого насыщенного водяного пара, имевшего давление 15 бар при постоянном объеме, отводится теплота. Конечная температура пара составляет 90 °С. Определить количество отведенной теплоты, изобразить процесс в p,v -, T,s - и h,s - диаграммах.

Ответ: $q = -2100$ кДж/кг.

6.21. В жестком замкнутом сосуде находится водяной пар с параметрами $p_1=35$ бар и $t_1=450$ °С. При теплообмене сосуда с окружающей средой давление пара падает до $p_2=5$ бар. Определить количество отведенной удельной (на 1 кг пара) теплоты. Изобразить процесс в диаграммах p,v , T,s , и h,s .

Ответ: $q= -1909$ кДж/кг.

6.22. Один кубический метр жесткой емкости при давлении 5 бар заполнен на одну четверть объема водой в состоянии насыщения, а на

другие $\frac{3}{4}V$ – сухим насыщенным паром (рис.6.4). Определить, какое минимальное количество теплоты необходимо подвести к емкости, чтобы в ней находился только пар. Изобразить процесс в p,v - диаграмме и определить давление и температуру пара в конце этого процесса.

Ответ: $Q=359,9$ МДж, $p=21,6$ МПа, $t=372,2$ °С.

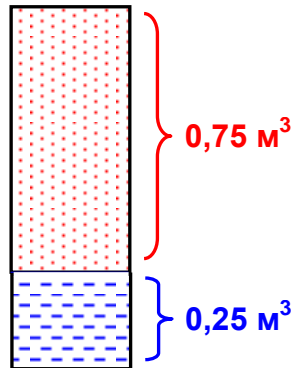


Рис. 6.4. К задаче 6.22

6.23. 1 кг воды с давлением 10 бар и температурой 100 °С нагревается при постоянном давлении до температуры 300 °С.

Определить удельные величины теплоты, которые идут:

- а) на нагрев жидкой фазы воды от 100 °С до состояния насыщения,
- б) процесс парообразования,
- в) процесс перегрева пара.

Определить также степень перегрева пара $\Delta t_n = t - t_n$.

Ответ: а) $q' = 342,9$ кДж/кг; б) $r = 2014,4$ кДж/кг; в) $q_n = 274,3$ кДж/кг;
 $\Delta t_n = 120,12$ К.

6.24. 1 кг водяного пара переходит при постоянном давлении из состояния с $p_1 = 5$ бар и $s_1 = 6$ кДж/(кг·К) в состояние с $t_2 = 200$ °С. Рассчитать данный процесс, т.е. определить q , ℓ , Δu , Δs , Δh . Схематично изобразить процесс в p,v -, T,s - и h,s - диаграммах с нанесением на них пограничных линий $x=0$ и $x=1$.

Ответ: $q = 461$ кДж/кг, $\ell = 56$ кДж/кг, $\Delta u = 405$ кДж/кг,
 $\Delta s = 1,06$ кДж/(кг·К), $\Delta h = q = 461$ кДж/кг.

6.25. Водяной пар с $p_1 = 100$ бар и $x_1 = 0,85$ изобарно нагревается до температуры выше температуры насыщения на 150 °С. Определить удельные работу изменения объема ℓ и изменение внутренней энергии Δu этого процесса.

Ответ: $\ell = 149$ кДж/кг, $\Delta u = 608$ кДж/кг.

6.26. К 1 кг воды с начальными параметрами $p_1=10$ бар и $t_1=50$ °С при постоянном давлении подводится 2000 кДж/кг теплоты. Определить конечную температуру H_2O и удельную работу изменения объема. Изобразить процесс в p,v -, T,s - и h,s - диаграммах.

Ответ: $t_2=179,88$ °С, $x_2=0,718$, $\ell=139$ кДж/кг.

6.27. 1 кг водяного пара с начальными параметрами $p_1=5$ бар и $h_1=1840$ кДж/кг при постоянном давлении получает 710 кДж/кг теплоты. Определить параметры пара в конце процесса: t_2 , v_2 , h_2 , s_2 , и изменение его удельной внутренней энергии.

Ответ: $t_2=151,85$ °С, $v_2=0,34$ м³/кг, $h_2=2550$ кДж/кг,
 $s_2=6,354$ кДж/(кг·К), $\Delta u=647$ кДж/кг.

6.28. 0,2 м³ водяного пара с начальными параметрами $p_1=60$ бар и $t_1=430$ °С изобарно сжимается до уменьшения объема в 5 раз. Определить конечное фазовое состояние H_2O и количество теплоты данного процесса. Изобразить процесс в p,v -, T,s - и h,s - диаграммах.

Ответ: влажный насыщенный пар с $x_2=0,28$, $Q=-6,36$ МДж.

6.29. Водяной пар с начальными параметрами $p_1=1,5$ МПа и $s_1=6$ кДж/(кг·К) изотермически расширяется до достижения давления $p_2=0,9$ бар. Рассчитать данный процесс, т.е. определить q , Δu , ℓ , Δs , Δh . Схематично изобразить процесс в p,v -, T,s - и h,s - диаграммах с нанесением на них пограничных линий $x=0$ и $x=1$.

Ответ: $q=886,3$ кДж/кг, $\Delta u=251,5$ кДж/кг, $\ell=634,8$ кДж/кг,
 $\Delta s=1,88$ кДж/(кг·К), $\Delta h=291$ кДж/кг.

6.30. Определить удельные количество теплоты и изменение внутренней энергии водяного пара при его изотермическом расширении от $p_1=10$ бар и $h_1=2500$ кДж/кг до $v_2=2$ м³/кг.

Ответ: $q=806$ кДж/кг, $\Delta u=304$ кДж/кг.

6.31. Водяной пар с начальными параметрами $p_1=10$ бар и $x=0,9$ изотермически расширяется до конечного давления $p_2=2$ бар. Определить удельные работу изменения объема, теплоту и изменение внутренней энергии пара в данном процессе. Схематично изобразить процесс в p,v -, T,s - и h,s - диаграммах с нанесением на них пограничных линий $x=0$ и $x=1$.

Ответ: $\ell=358$ кДж/кг, $q=580$ кДж/кг, $\Delta u=222$ кДж/кг.

6.32. От 1 кг водяного пара при $p_1=1$ бар и $t_1=150$ °С при постоянной температуре отводится 1500 кДж/кг теплоты. Определить конечное давление и работу изменения объема пара в данном процессе.

Схематично изобразить процесс в p,v -, T,s - и h,s - диаграммах с нанесением на них пограничных линий $x=0$ и $x=1$.

Ответ: $p_2=4,76$ бар; $x_2=0,446$; $\ell=-408$ кДж/кг.

6.33. Водяной пар из состояния с $p_1=2,5$ МПа и $t_1=300$ °С адиабатно переходит в состояние с $h_2=2600$ кДж/кг.

Рассчитать данный процесс, т.е. определить q , ℓ , Δu , Δs , Δh . Схематично изобразить процесс в p,v -, T,s - и h,s - диаграммах с нанесением на них пограничных линий $x=0$ и $x=1$.

Ответ: $q=0$, $\ell=-\Delta u=336,7$ кДж/кг, $\Delta s=0$, $\Delta h=-409$ кДж/кг.

6.34. В цилиндре с поршнем пароводяная смесь с начальными параметрами $p_1=2$ бар, $x_1=0,1$ сжимается адиабатно до давления $p_2=30$ бар. Определить конечное фазовое состояние H_2O и удельную работу изменения объема.

Ответ: жидкость, $\ell=-32,9$ кДж/кг.

6.35. Водяной пар с начальными параметрами $p_1=30$ бар и $t_1=300$ °С адиабатно расширяется до давления $p_2=0,5$ бар. Определить конечные параметры пара: t_2 , v_2 , h_2 , удельные работу изменения объема и изменение энтальпии в этом процессе. Схематично изобразить процесс в p,v -, T,s - и h,s - диаграммах с нанесением на них пограничных линий $x=0$ и $x=1$.

Ответ: $x_2=0,838$, $t_2=81,35$ °С, $v_2=2,7$ м³/кг, $h_2=2272$ кДж/кг;
 $\ell=613,5$ кДж/кг, $\Delta h=-722$ кДж/кг.

6.36. 1 кг водяного пара с начальными параметрами $p_1=5$ бар и $x_1=0,88$ адиабатно сжимается до состояния сухого насыщенного пара. Определить конечное давление, температуру и удельную внутреннюю энергию пара.

Ответ: $p_2=27,5$ бар; $t_2=229$ °С; $u_2=2600$ кДж/кг.

6.37. Водяной пар с начальными параметрами $p_1=15$ бар и удельным объемом $v_1=0,2$ м³/кг адиабатно расширяется до достижения значения удельной внутренней энергии $u_2=2464,8$ кДж/кг. Определить термические параметры H_2O в конечном состоянии процесса: p_2 , t_2 , v_2 , и объяснить кратчайший метод их поиска по таблицам [14].

Ответ: $p_2=100$ кПа, $t_2=99,64$ °С, $v_2=1,66$ м³/кг.

6.38. Водяной пар при давлении 20 бар и степени сухости 0,8 сперва нагревается при постоянном давлении до температуры 420 °С, а затем при постоянной температуре расширяется до давления 1 бар. Изобразить этот процесс в p,v -, T,s - и h,s - диаграммах и определить его удельные теплоту, работу и изменение внутренней энергии.

Ответ: $q=1850$ кДж/кг, $\ell=1110$ кДж/кг, $\Delta u=740$ кДж/кг.

6.39. H_2O с параметрами $p_1=120$ бар и $h_1=428$ кДж/кг сначала изотермически расширяется до удельного объема $v_2=1,4$ м³/кг, а затем адиабатно сжимается до давления $p_3=10$ бар. Определить изменение удельной внутренней энергии этого процесса.

Ответ: $\Delta u=u_3-u_1=2077$ кДж/кг.

6.40. 1кг водяного пара при давлении 20 бар и степени сухости 0,8 нагревается при постоянном давлении до температуры 420 °С, затем при постоянной температуре достигает давления 8 бар, после чего при постоянном объеме его давление изменяется до 7 бар, а далее пар адиабатно достигает давления 0,1 бар. Изобразить этот процесс 1-2-3-4-5 в p,v -, T,s - и h,s - диаграммах и определить суммарное количество его удельных теплоты, работы изменения объема и изменения внутренней энергии.

Ответ: $q=1041$ кДж/кг, $\Delta u=u_5-u_1= - 40$ кДж/кг, $\ell=1081$ кДж/кг.

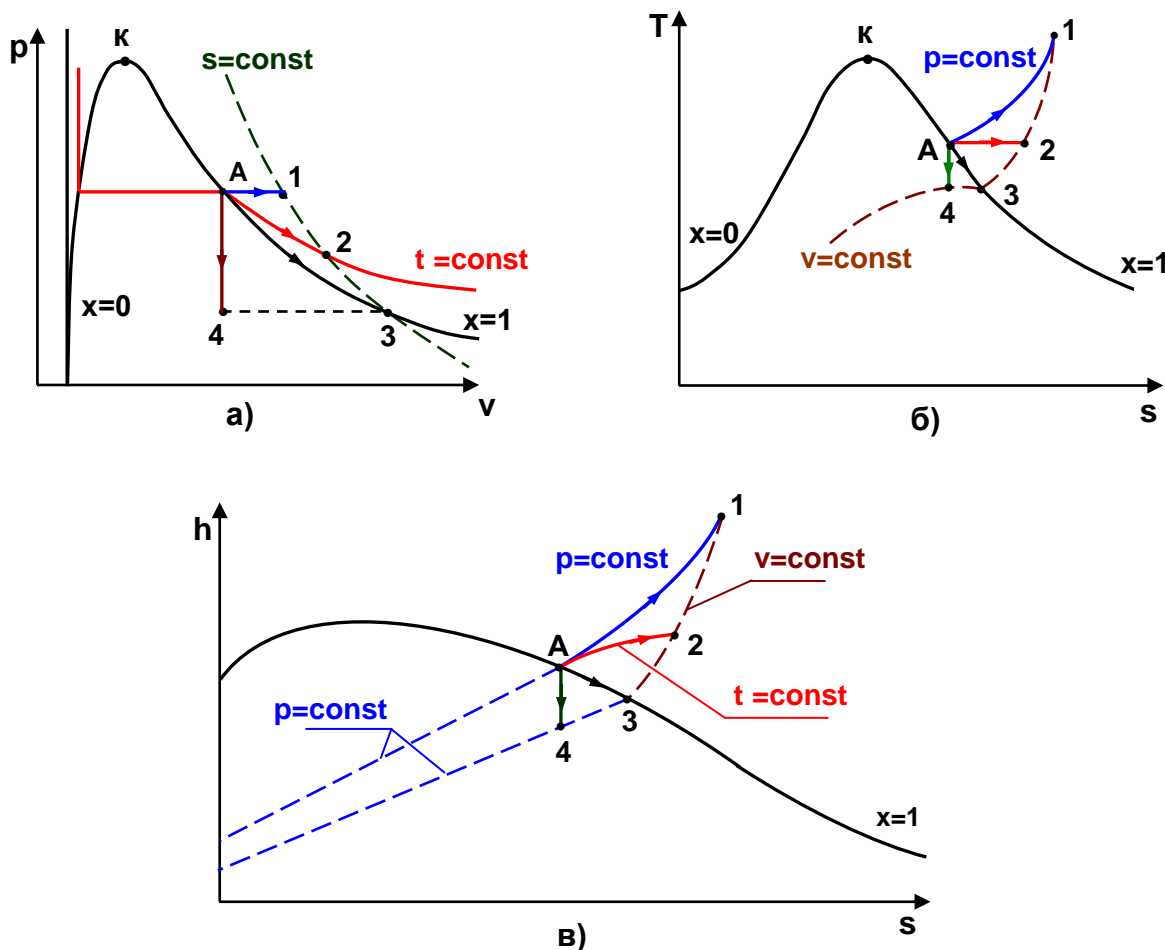


Рис. 6.5. Процессы водяного пара, начинающиеся в точке А:
 а – в p,v - диаграмме, б – в T,s - диаграмме, в – в h,s - диаграмме

6.41. Перестроить процессы водяного пара (рис. 6.5) в соответствующие p,v - , T,s - и h,s - диаграммы, где будут очевидны ответы на следующие вопросы:

а) в каком из процессов p,v - диаграммы (рис. 6.5, а), начинающихся в точке А, наибольшая и наименьшая теплота и где наибольшая и наименьшая энтальпии в конце процесса ?

б) в каком из процессов T,s - диаграммы (рис. 6.5, б), начинающихся в точке А, наибольшая и наименьшая работа изменения объема и где наибольшая и наименьшая энтальпии в конце процесса ?

в) в каком из процессов h,s - диаграммы (рис. 6.5, в), начинающихся в точке А, наибольшие и наименьшие работа изменения объема и теплота ?

6.2. Контрольные вопросы

1. Может ли существовать насыщенный водяной пар с жидкой фазой воды в ненасыщенном состоянии, если да, то при каких условиях?

2. Что означает понятие «сухой насыщенный пар»?

3. Что означает понятие «жидкая фаза воды в состоянии насыщения»?

4. Что означают понятия «перегретый пар» и «степень перегрева пара»?

5. Что означает понятие «влажный насыщенный пар»?

6. Что такое степень сухости и влажность водяного пара и почему эти характеристики введены в дополнение к термическим параметрам H_2O ?

7. Объяснить, какими величинами определяется характер изобар воды и водяного пара в T,s - диаграмме и как изобары H_2O выглядят в различных фазовых состояниях в T,s - диаграмме?

8. Объяснить, изменением какого параметра определяется характер изобар воды и водяного пара в h,s - диаграмме и как изобары H_2O выглядят в различных фазовых состояниях в h,s - диаграмме?

9. Объяснить, почему изотермы и адиабаты в области жидкости в p,v - диаграмме представляют собой практически вертикальные прямые?

10. Объяснить, почему изобары в области жидкости в T,s - диаграмме практически совпадают с линией $x=0$?

11. Объяснить, почему изотермы в области перегретого пара в h,s - диаграмме при малых давлениях представляют собой практически горизонтальные прямые?

12. При каком давлении сухой насыщенный водяной пар имеет максимальное значение удельной энтальпии ?

7. ВЛАЖНЫЙ ВОЗДУХ

Влажный воздух – это смесь сухого воздуха и водяного пара. В воздухе при определенных условиях кроме водяного пара могут находиться его жидкая (вода) или кристаллическая (лед, снег) фазы. В естественных условиях воздух всегда содержит водяной пар.

Основные характеристики влажного воздуха

Давление влажного воздуха равно сумме парциальных давлений сухого воздуха и водяного пара:

$$p = p_B + p_n . \quad (7.1)$$

Для наглядности представления основных характеристик влажного воздуха покажем в p, v - диаграмме (рис.7.1) состояния водяного пара во влажном воздухе. В качестве определяющих параметров водяного пара во влажном воздухе используются температура воздуха t и парциальное давление водяного пара p_n .

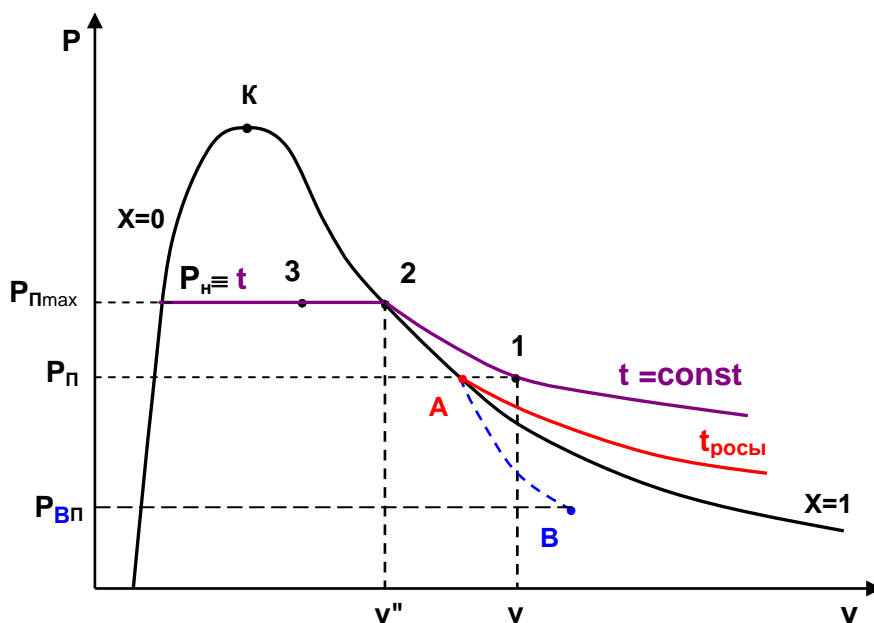


Рис.7.1. Основные состояния и характеристики водяного пара во влажном воздухе в p, v - диаграмме

Водяной пар во влажном воздухе может находиться в трех состояниях (рис.7.1): точка 1 – перегретый пар, точка 2 – сухой насыщенный пар, точка 3 – влажный насыщенный пар (сухой насыщенный пар плюс капельки жидкости в состоянии насыщения). Высшим пределом парциального давления водяных паров при данной температуре воздуха t является давление насыщения пара $p_{n\max}=p_n$.

Абсолютная влажность ρ – это массовое количество водяных паров в одном кубическом метре влажного воздуха. Ее размерность – $\text{кг}/\text{м}^3$. Для определения абсолютной влажности используется величина

на, обратная удельному объему водяного пара $v=f(p_n, t)$:

$$\rho = \frac{m_n}{V} = \frac{1}{v} . \quad (7.2)$$

Относительная влажность φ – это отношение абсолютной влажности к максимально возможной влажности воздуха при данной температуре:

$$\varphi = \frac{\rho}{\rho_{\max}} = \frac{\rho}{\rho''} = \frac{v''}{v} , \quad (7.3)$$

где $\rho_{\max}=\rho''$ и v'' – максимальная абсолютная влажность воздуха и удельный объем сухого насыщенного водяного пара при данной температуре t (точка 2 в p,v - диаграмме на рис.7.1).

При соответствии H_2O области влажного насыщенного пара при температуре воздуха t (точка 3), содержание водяного пара в 1 м^3 воздуха такое же, как и в точке 2 p,v - диаграммы H_2O ($v = v''$), но в воздухе кроме водяного пара присутствуют капельки воды в состоянии насыщения.

Различают 3 состояния влажного воздуха:

1. *Ненасыщенный влажный воздух* – $\varphi < 100 \%$, $p_n < p_n$, $\rho < \rho''$, водяной пар во влажном воздухе находится в виде перегретого пара (точка 1);
2. *Насыщенный влажный воздух* – $\varphi = 100 \%$, $p_n = p_n$, $\rho = \rho''$, водяной пар во влажном воздухе находится в виде сухого насыщенного пара (точка 2);
3. *Перенасыщенный влажный воздух* – $\varphi = 100 \%$, $p_n = p_n$, $\rho = \rho''$, кроме сухого насыщенного пара в воздухе находятся капельки воды в состоянии насыщения или льда, снега (точка 3 при наличии капелек воды).

В технике используется такая характеристика влажного воздуха, как *температура точки росы*. Это такая температура, начиная с которой при охлаждении влажного воздуха при постоянном давлении (процесса 1-А, рис. 7.1) из него начинается выпадение капелек воды, т.е. температуре точки росы соответствует температура насыщения при парциальном давлении водяного пара (точка А). При снижении температуры воздуха ниже температуры точки росы при постоянном давлении всей смеси и постоянном содержании в ней H_2O (процесс А-В) парциальное давление водяного пара уменьшается ($p_{вп} < p_n$), количество сухого насыщенного пара уменьшается, а количество капелек воды увеличивается. В этом случае в p,v - диаграмме процесс охлаждения водяного пара А-В пойдет в области влажного пара с уменьшением его степени сухости по мере снижения температуры.

Влагосодержание d – это масса H_2O в граммах, находящаяся в 1 кг сухого воздуха. В общем случае понятие «влагосодержание»

относится не только к паровой фазе воды, но и к жидкой, и к твердой ее фазам. Расчетное выражение для влагосодержания в воздухе (г/кг с.в.) получается из соотношения

$$d = \frac{m_{\text{H}_2\text{O}}}{m_{\text{с.в.}}} 1000. \quad (7.4)$$

Удельная энтальпия влажного воздуха H рассчитывается на 1 кг сухого воздуха (кДж/(кг с.в.)) и определяется как сумма энтальпий компонентов, находящихся в 1 кг сухого воздуха:

$$H = h_{\text{в}} + \frac{d_{\text{п}}}{1000} h_{\text{п}} + \frac{d_{\text{ж}}}{1000} h_{\text{ж}} + \frac{d_{\text{т}}}{1000} h_{\text{т}}, \quad (7.5)$$

где $d_{\text{п}}$, $d_{\text{ж}}$, $d_{\text{т}}$ – количество пара, жидкости и твердой фазы H_2O (лед, снег) в граммах на 1 кг сухого воздуха (влагосодержания);

$h_{\text{в}}$, $h_{\text{п}}$, $h_{\text{ж}}$, $h_{\text{т}}$ – удельные энтальпии сухого воздуха, пара, жидкости и твердой фазы H_2O , кДж/кг.

В выражении (7.5) энтальпии всех компонентов влажного воздуха должны иметь одинаковые давление и температуру начала их отсчета.

Характеристики атмосферного влажного воздуха

При температурах атмосферного воздуха $0 \div 50$ °С парциальное давление водяного пара очень мало ($0,006 \div 0,07$ бар), что позволяет применить к перегретому и сухому насыщенному водяному пару уравнения идеального газа

$$p_{\text{п}} v = R_{\text{H}_2\text{O}} T, \quad (7.6)$$

$$p_{\text{н}} v'' = R_{\text{H}_2\text{O}} T, \quad (7.7)$$

где $p_{\text{п}}$, $p_{\text{н}}$ – парциальные давления для перегретого и сухого насыщенного водяного пара при температуре T ;

v , v'' – удельные объемы для перегретого и сухого насыщенного водяного пара при температуре T .

Разделив выражения (7.6) и (7.7) друг на друга, получим расчетное выражение относительной влажности воздуха через парциальные давления водяного пара:

$$\varphi = \frac{v''}{v} = \frac{p_{\text{п}}}{p_{\text{н}}}. \quad (7.8)$$

Молярную массу влажного атмосферного воздуха определяют по уравнению молярной массы смеси идеальных газов

$$\mu = 28,96 - 10,944 \frac{\rho_{\text{п}}}{\rho} \quad (7.9)$$

Расчетное выражение для влагосодержания *паровой фазы воды* в атмосферном воздухе, г/(кг с.в.), будет иметь вид

$$d_{\text{п}} = \frac{m_{\text{п}}}{m_{\text{с.в.}}} 1000 = 622 \frac{\rho_{\text{п}}}{\rho - \rho_{\text{п}}} = 622 \frac{\varphi \rho_{\text{н}}}{\rho - \varphi \rho_{\text{н}}} \quad (7.10)$$

Расчетное выражение энтальпии влажного атмосферного воздуха, кДж/(кг с.в.), имеет вид

$$H = t + \frac{d_{\text{п}}}{1000} (2501 + 1,93 \cdot t) + \frac{d_{\text{ж}}}{1000} 4,187 \cdot t + \frac{d_{\text{т}}}{1000} (-335 + 2,1 \cdot t) \quad (7.11)$$

H,d- диаграмма атмосферного влажного воздуха

Для упрощения определения параметров атмосферного влажного воздуха используют H,d- диаграмму влажного воздуха (рис. 7.2).

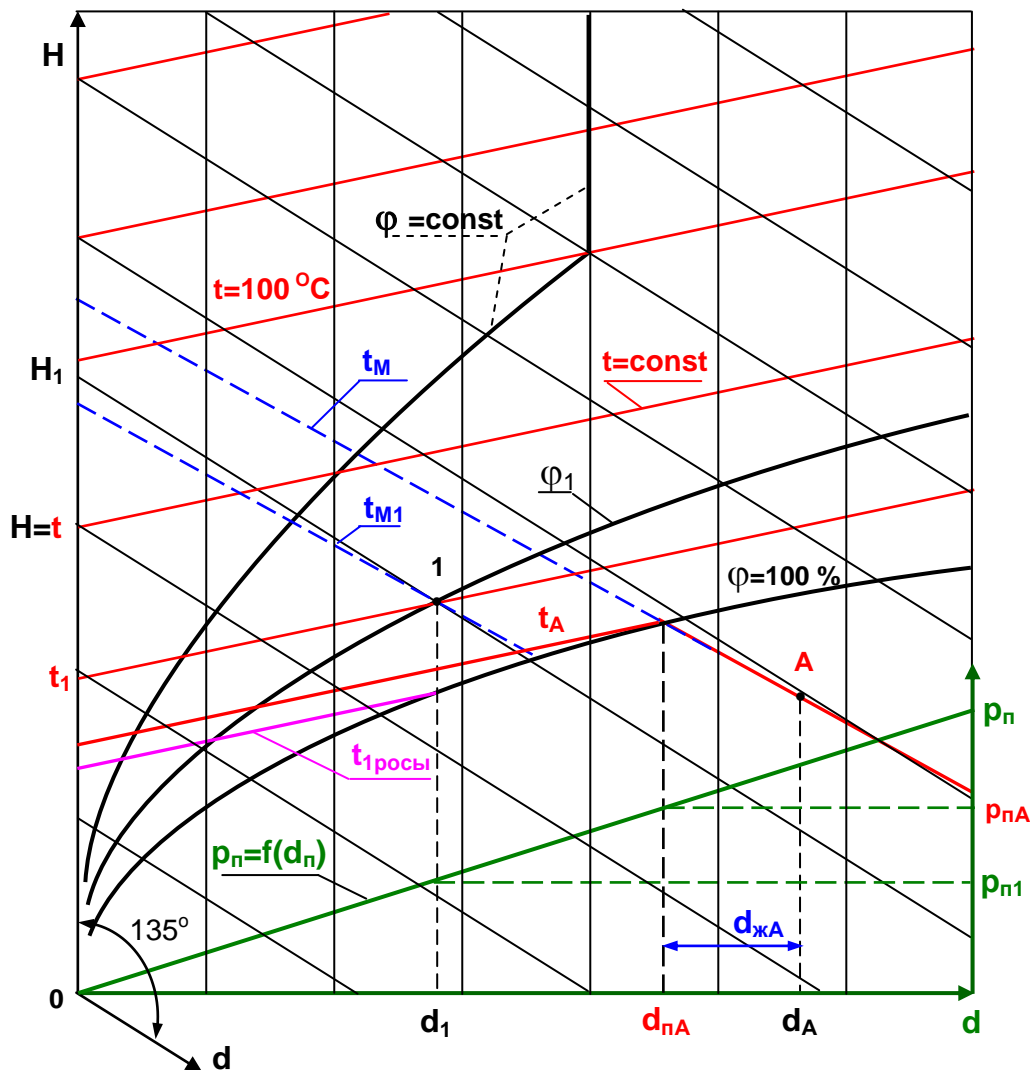


Рис. 7.2. H,d- диаграмма влажного атмосферного воздуха и примеры определения параметров по ней

Она строится для постоянного давления воздуха (обычно $p=745$ мм рт.ст.), но поскольку парциальное давление водяного пара на несколько порядков меньше давления влажного воздуха, а атмосферное давление изменяется в небольших пределах, то с достаточной для инженерных расчетов степенью точности такой диаграммой можно пользоваться и при других атмосферных давлениях воздуха.

Построение H,d - диаграммы влажного воздуха основано на расчетном выражении энтальпии влажного атмосферного воздуха (7.11).

H,d - диаграмму выполняют в косоугольной системе координат, как правило, с углом между осями H и d в 135° (рис. 7.2). Это позволяет увеличить по сравнению с прямоугольной системой координат расстояние между изотермами и линиями других характеристик ненасыщенного влажного воздуха в H,d - диаграмме.

Ось координат влагосодержания d имеет нулевое начало. Вертикальные линии в H,d - диаграмме представляют собой линии постоянных влагосодержаний $d=\text{const}$. Линии постоянных энтальпий $H=\text{const}$ параллельны оси d и идут под углом 135° к оси H .

Область влажного ненасыщенного воздуха H,d - диаграммы

Для влажного ненасыщенного воздуха в H,d - диаграмме (область выше линии $\varphi=100\%$) изображение изотерм $t=\text{const}$ ведется в соответствии с уравнением энтальпии для этой области, когда в воздухе может присутствовать только паровая фаза воды:

$$H = t + \frac{d_p}{1000} (2501 + 1,93 \cdot t).$$

Изотермы в этой области представляют собой близкие к параллельным прямые линии с угловым коэффициентом, соответствующим величине

$$\left(\frac{\partial H}{\partial d} \right)_t = \frac{2501 + 1,93 \cdot t}{1000}.$$

Незначительное веерное расхождение изотерм вызвано слагаемым $1,93t$.

При $d=0$ получаем $H=t$, т.е. численные значения энтальпий и температур на оси H одинаковы. Поэтому ось энтальпий одновременно выполняет и роль оси температур.

Каждой точке изотермы соответствует определенное значение относительной влажности воздуха φ . Соединив на изотермах точки с одинаковыми φ , получают линии постоянных относительных влажностей воздуха ($\varphi=\text{const}$). При этом $\varphi=0$ соответствует $d=0$, т.е. линия $\varphi=0$ совпадает с осью энтальпий H .

Линии $\varphi = \text{const}$ выше изотермы $100\text{ }^\circ\text{C}$ представляют собой вертикальные прямые. В этой области температур ($t \geq 100\text{ }^\circ\text{C}$) давление насыщения водяного пара становится равным атмосферному давлению и изменяться не может ($p_n = p = \text{const}$). Соответственно, не меняется при $\varphi = \text{const}$ в этой области и влагосодержание воздуха:

$$d_n = 622 \frac{\varphi p_n}{p - \varphi p_n} = 622 \frac{\varphi}{1 - \varphi} = \text{const}.$$

Для полноты информации о влажном воздухе на H, d - диаграмму накладывается *прямоугольная диаграмма* $p_n = f(d)$, отражающая зависимость парциального давления водяного пара от влагосодержания водяного пара в воздухе $d = 622 p_n / (p - p_n)$.

Область перенасыщенного влажного воздуха H, d - диаграммы

В области перенасыщенного влажного воздуха (ее называют областью тумана, она расположена в H, d - диаграмме ниже линии $\varphi = 100\%$) кроме паровой фазы в воздухе может присутствовать жидкая или твердая фаза воды. При атмосферном давлении воздуха и температуре выше $0\text{ }^\circ\text{C}$ могут одновременно существовать только паровая и жидкая фазы воды, а при температурах ниже $0\text{ }^\circ\text{C}$ – только паровая и твердая (лед, снег) фазы воды, и только при $0\text{ }^\circ\text{C}$ могут одновременно существовать все три фазы воды.

Характер изотерм в области перенасыщенного влажного воздуха H, d - диаграммы при температурах больше $0\text{ }^\circ\text{C}$ определяется уравнением энтальпии влажного воздуха в виде

$$H = t + \frac{d_n}{1000} (2501 + 1,93 \cdot t) + \frac{d_{ж}}{1000} 4,187 \cdot t.$$

Количество водяного пара в области тумана влажного воздуха при постоянной температуре не меняется. Оно соответствует максимально возможному влагосодержанию пара в воздухе при данной температуре и определяется в H, d - диаграмме на линии $\varphi = 100\%$ как влагосодержание насыщенного воздуха $d_{пА} = d_{нА}$ (рис.7.2, точка А). Увеличение влагосодержания воздуха на изотерме в области тумана обусловлено увеличением жидкой фазы воды в воздухе. Парциальное давление водяных паров на изотерме в области тумана при этом остается постоянным и равным давлению насыщения ($p_{пА} = p_{нА}$). Таким образом, в выражении энтальпии перенасыщенного влажного воздуха при $t = \text{const}$ переменной будет только третье слагаемое, определяющее угол наклона изотермы в области тумана H, d - диаграммы выражением

$$\left(\frac{\partial H}{\partial d_{ж}} \right)_t = \frac{4,187 \cdot t}{1000}.$$

Угловой коэффициент для изотермы ненасыщенного влажного воздуха больше данного углового коэффициента, т.е. на линии $\varphi=100\%$ прямолинейная изотерма претерпевает излом, уменьшая угол наклона к оси d в области тумана.

Меньший угол наклона изотерм в области тумана будет соответствовать меньшему значению температуры, а изотерма $0\text{ }^\circ\text{C}$ в этой области при наличии в воздухе только паровой и жидкой фаз воды совпадает с линией постоянных энтальпий – параллельна оси d .

Определение влагосодержания жидкой фазы воды в воздухе в области тумана выполняется нахождением разности общего влагосодержания и влагосодержания паровой фазы воды ($d_{\text{жА}}=d_{\text{А}}-d_{\text{пА}}$).

На практике для определения параметров влажного воздуха используется психрометр, поэтому в H,d - диаграмме показаны изотермы мокрого термометра психрометра. Эти изотермы в H,d - диаграмме строят путем продолжения изотерм из области тумана в область ненасыщенного влажного воздуха (выше линии $\varphi=100\%$) в виде прямых пунктирных (условных) линий. Показания мокрого термометра психрометра соответствуют температурам насыщенного (перенасыщенного) влажного воздуха, что позволяет по H,d - диаграмме по показаниям сухого и мокрого термометров определить все остальные характеристики ненасыщенного влажного воздуха (см. рис.7.2, точка 1).

Пример пользования H,d - диаграммой

При известных температурах сухого t_1 и мокрого $t_{\text{м1}}$ термометров, взятых с показаний психрометра, определяем на пересечении этих изотерм в H,d - диаграмме точку 1, соответствующую состоянию влажного воздуха (см. рис.7.2). По осям координат диаграммы находим H_1 и d_1 и проходящую через точку 1 линию $\varphi_1=\text{const}$. На пересечении линий $d_1=\text{const}$ и $\varphi_1=100\%$ определяется температура точки росы $t_{1\text{росы}}$, а по зависимости $p_{\text{п}}=f(d)$ и d_1 находится парциальное давление пара $p_{\text{п1}}$.

Если точка А (см. рис.7.2) располагается в области перенасыщенного влажного воздуха и мы знаем ее температуру, то определить влагосодержание $d_{\text{А}}$ в ней можно только экспериментально. Влагосодержание пара в этой точке соответствует величине $d_{\text{пА}}$, находящейся на пересечении линий $t_{\text{А}}$ и $\varphi=100\%$. Влагосодержание жидкой фазы воды в этой точке определяется как разность влагосодержаний $d_{\text{жА}}=d_{\text{А}}-d_{\text{пА}}$. Парциальное давление пара для точки А равно давлению насыщения: $p_{\text{А}}=p_{\text{пА}}$ при $t_{\text{А}}$ и $\varphi=100\%$.

Диаграмма H,d для атмосферного влажного воздуха, построенная при давлении воздуха 745 мм рт.ст., приведена на рис. 7.3.

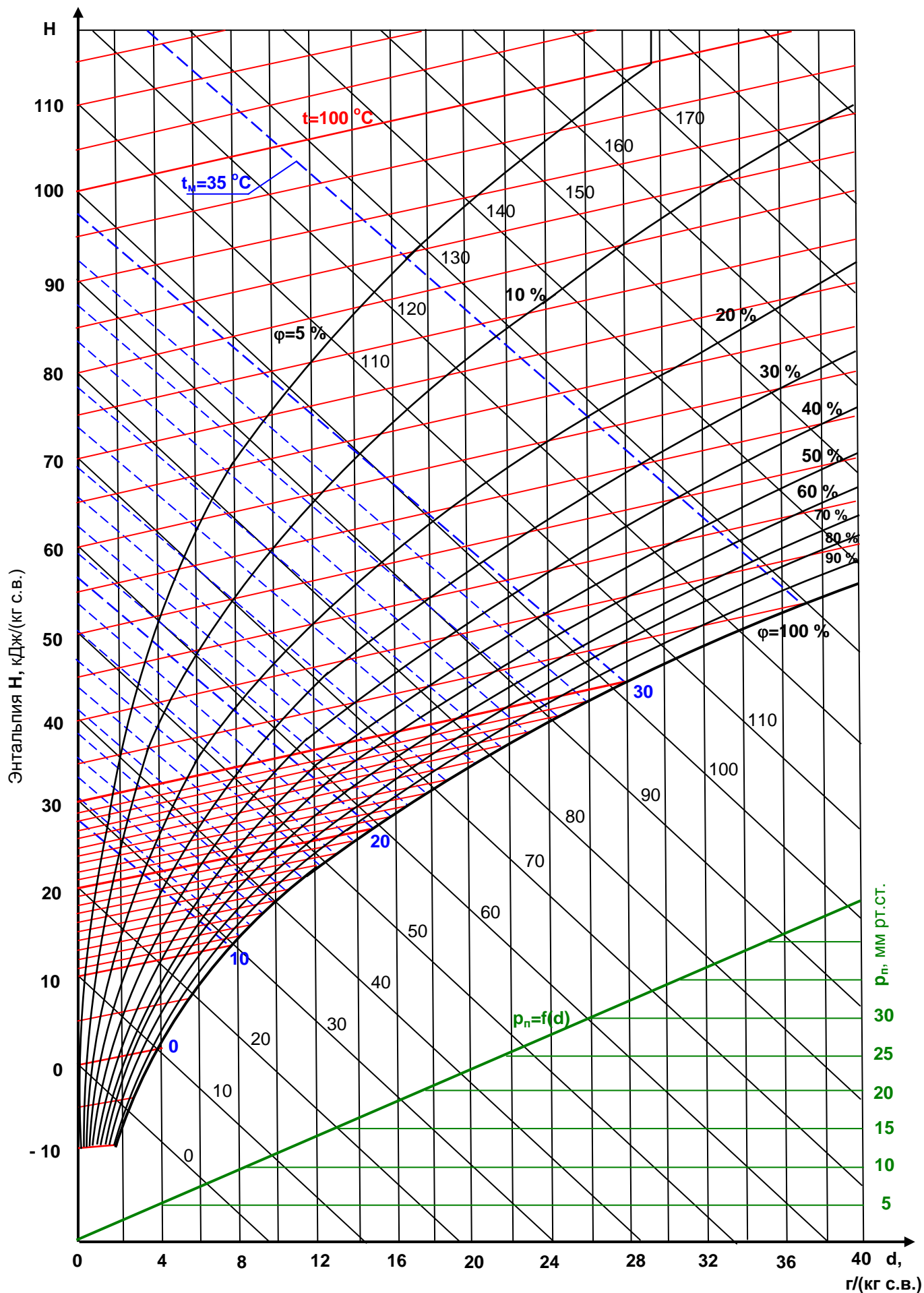


Рис. 7.3. H,d - диаграмма влажного атмосферного воздуха при V=745 мм рт.ст.

7.1. Задачи

Пример решения задачи:

7.1. Влажный атмосферный воздух имеет температуру 40 °С и давление 750 мм рт. ст., парциальное давление водяного пара в воздухе 30 мм рт. ст..

Определить аналитически (не используя диаграмму H,d) состояние и основные характеристики влажного атмосферного воздуха: абсолютную влажность, относительную влажность, температуру точки росы, влагосодержание, удельную энтальпию.

Решение

По таблицам термодинамических свойств воды и водяного пара [14] определяется фазовое состояние водяного пара в воздухе, по которому оценивается состояние влажного воздуха:

при $p_{\text{п}} = 30 \text{ мм рт. ст.} = \frac{30}{750} 10^5 = 4 \cdot 10^3 \text{ Па}$ и $t = 40 \text{ °С}$ фазовое состо-

яние H_2O – перегретый водяной пар, что соответствует ненасыщенному влажному воздуху.

Абсолютная влажность воздуха может быть рассчитана с использованием таблиц [13] и по уравнению состояния идеального газа:

при $p_{\text{п}} = 4 \text{ кПа}$ и $t = 40 \text{ °С}$ по таблицам [14] определяется удельный объем водяного пара $v = 36,08 \text{ м}^3/\text{кг}$ и рассчитывается ρ :

$$\rho = \frac{1}{v} = \frac{1}{36,08} = 0,0277 \text{ кг/м}^3 ;$$

или, если использовать уравнение состояния идеального газа,

$$\rho = \frac{p_{\text{п}}}{R_{\text{H}_2\text{O}} T} = \frac{18 \cdot 4 \cdot 10^3}{8314 \cdot (40 + 273)} = 0,02766 \text{ кг/м}^3 .$$

Относительную влажность также определим двумя способами: при $t = 40 \text{ °С}$ по таблицам [14] определяется удельный объем сухого насыщенного водяного пара $v'' = 19,548 \text{ м}^3/\text{кг}$ и рассчитывается относительная влажность воздуха:

$$\varphi = \frac{\rho}{\rho''} = \frac{v''}{v} = \frac{19,548}{36,08} = 0,542 ;$$

используя уравнение состояния идеального газа, относительную влажность воздуха рассчитываем как отношение парциальных давлений пара

$$\varphi = \frac{v''}{v} = \frac{p_{\text{п}}}{p_{\text{н}}} = \frac{4}{7,375} = 0,542 ,$$

где $p_{\text{н}}=7,375$ кПа – давление насыщения водяного пара при $t=40$ °С.

Сходимость результатов расчета величин ρ и φ по обоим методам очевидна.

Температура точки росы определяется по таблицам [14] как температура насыщения водяного пара при его парциальном давлении $p_{\text{п}}=4$ кПа:

$$t_{\text{росы}} = t_{\text{н}}(p_{\text{п}}) = 28,98 \text{ } ^\circ\text{С}.$$

Влагосодержание воздуха определяется по уравнению (7.10):

$$d_{\text{п}} = 622 \frac{p_{\text{п}}}{p - p_{\text{п}}} = 622 \frac{4}{100 - 4} = 25,9 \text{ г/(кг с.в.)}.$$

Удельная энтальпия влажного воздуха рассчитывается по формуле (7.11) применительно к ненасыщенному воздуху:

$$\begin{aligned} H &= t + \frac{d_{\text{п}}}{1000} (2501 + 1,93t) = \\ &= 40 + \frac{25,9}{1000} (2501 + 1,93 \cdot 40) = 106,8 \text{ кДж/(кг с.в.)}. \end{aligned}$$

7.2. Влажный атмосферный воздух имеет температуру 50 °С и давление 1 бар, парциальное давление водяного пара в воздухе составляет 0,04 бар. Определить абсолютную и относительную влажность воздуха, влагосодержание, удельную энтальпию и температуру точки росы. Расчет провести аналитически и по диаграмме H, d .

Ответ: $\rho=0,0268$ кг/м³, $\varphi=32,4$ %; $d=25,9$ г/(кг с.в.),
 $H=118$ кДж/(кг с.в.), $t_{\text{росы}}=28,96$ °С.

7.3. Состояние влажного воздуха задано параметрами: $p=1$ бар, $t=25$ °С, $\varphi=0,6$. С помощью таблиц термодинамических свойств водяного пара определить парциальное давление водяных паров в воздухе.

Ответ: $p_{\text{п}}=1,9$ кПа.

7.4. Атмосферный воздух при давлении 1 бар имеет температуру 20 °С и относительную влажность $\varphi=90$ %. Определить характеристики влажного атмосферного воздуха ρ , d , $p_{\text{п}}$, $t_{\text{росы}}$, H аналитически (расчетным путем) и используя H, d - диаграмму влажного атмосферного воздуха.

Ответ: $\rho=0,0156$ кг/м³, $d=13,3$ г/(кг с.в.), $p_{\text{п}}=2,1$ кПа.,
 $t_{\text{росы}}=18,4$ °С, $H=53,8$ кДж/(кг с.в.).

7.5. Состояние влажного атмосферного воздуха при $p=1$ бар и $t=20$ °С характеризуется температурой точки росы $t_{\text{росы}}=10$ °С.

Определить абсолютную ρ и относительную влажность φ , влагосодержание d и удельную энтальпию H влажного воздуха в этом состоянии.

Ответ: $\rho=8,98 \cdot 10^{-3}$ кг/м³, $\varphi=52,5$ %, $d=7,73$ г/(кг с.в.),
 $H=39,6$ кДж/(кг с.в.).

7.6. Используя H,d - диаграмму, определить основные характеристики атмосферного влажного воздуха φ , d , $p_{\text{п}}$, $t_{\text{росы}}$, H при давлении $B=745$ мм рт.ст. и температурах сухого и мокрого термометров психрометра $t=30$ °С, $t_{\text{м}}=20$ °С.

Ответ: $\varphi=40$ %, $d=10,7$ г/(кг с.в.), $p_{\text{п}}=12,5$ мм рт.ст., $t_{\text{росы}}=15,5$ °С,
 $H=57$ кДж/(кг с.в.).

7.7. Для определения состояния влажного атмосферного воздуха применен психрометр, сухой термометр которого показывает 40 °С, а влажный – 35 °С. Определить характеристики атмосферного влажного воздуха: φ , d , $p_{\text{п}}$, $t_{\text{росы}}$, H , используя диаграмму H,d влажного воздуха.

Ответ: $\varphi=75$ %, $d=35$ г/(кг с.в.), $p_{\text{п}}=39$ мм рт.ст.,
 $t_{\text{росы}}=34$ °С, $H=130$ кДж/(кг с.в.).

7.8. Определить по H,d - диаграмме характеристики влажного атмосферного воздуха φ , $d_{\text{ж}}$, $p_{\text{п}}$, $t_{\text{росы}}$, $d_{\text{ж}}$, H при давлении 745 мм рт. ст., температуре 20 °С и влагосодержании $d=18$ г/кг с.в.

Ответ: $\varphi=100$ %, $d_{\text{ж}}=3,5$ г/(кг с.в.), $p_{\text{п}}=17$ мм рт.ст.,
 $t_{\text{росы}}=23,5$ °С, $H=58$ кДж/(кг с.в.).

7.9. Определить относительную влажность атмосферного воздуха, имеющего давление 745 мм рт. ст., температуру 110 °С и влагосодержание 18 г/(кг с.в.).

Ответ: $\varphi=2,81$ %.

7.10. Определить удельную энтальпию влажного атмосферного воздуха, если его давление $p=750$ мм рт.ст., температура $t=25$ °С, а относительная влажность $\varphi=80$ %. В расчетах использовать таблицы [14] термодинамических свойств воды и водяного пара.

Ответ: $H=66,2$ кДж/(кг с.в.).

7.11. Влажный атмосферный воздух при температуре $t=20$ °С и давлении $p=750$ мм рт.ст. имеет относительную влажность $\varphi=70$ %. Используя таблицы [14] теплофизических свойств воды и водяного пара, определить количество теплоты, которое необходимо изобарно

подвести к 1 кг с.в. при неизменном его влагосодержании для снижения относительной влажности воздуха до 10 %.

Ответ: $Q=36,5$ кДж/(кг с.в.).

7.12. Атмосферный воздух при $t_1=70$ °С, $p=750$ мм рт.ст. и относительной влажности $\varphi_1=6$ % поступает в сушильную камеру. После сушки материала его температура стала $t_2=30$ °С, а относительная влажность $\varphi_2=90$ %. Используя таблицы [14] теплофизических свойств воды и водяного пара, определить, сколько воды испарил 1 кг сухого воздуха и какое количество теплоты потеряно им.

Ответ: $\Delta d=12,8$ г/(кг с.в.), $Q=8,1$ кДж/(кг с.в.).

7.13. Определить минимальное массовое количество влажного воздуха с параметрами: $t=20$ °С, $p=1$ бар, $\varphi=80$ %, необходимое для испарения 1 кг воды с температурой 20 °С. Считать, что при испарении воды теплообмена с окружающей средой нет. Решение выполнить двумя способами:

- 1) с использованием H,d - диаграммы;
- 2) с использованием таблиц [14] термодинамических свойств воды и водяного пара.

Ответ: $G_{\text{вл.в.}}=1190$ кг .

7.14. В экспериментальной сушильной установке (рис. 7.4) влажный воздух с начальными параметрами $t_1=20$ °С и $\varphi_1=40$ % нагревается калорифером до температуры $t_2=80$ °С, а затем за счет испарения из материала влаги его температура понижается до $t_3=35$ °С. Рассчитать количество теплоты, затраченное в установке на испарения из материала 1 кг воды, параметры воздуха на выходе из установки (H_3 , d_3 , φ_3) и количество влаги, которое испаряется в установке из материала в расчете на 1 кг сухого воздуха. Считать, что тепловые потери в установке отсутствуют, а находящийся в установке материал для сушки предварительно был нагрет до 80 °С.

Ответ: $Q=3410$ кДж/(кг исп. воды), $\varphi_3=65$ %, $H_3=95,6$ кДж/(кг с.в.), $d_3=23,7$ г/(кг с.в.), $d_3-d_2=17,8$ г/(кг с.в.).

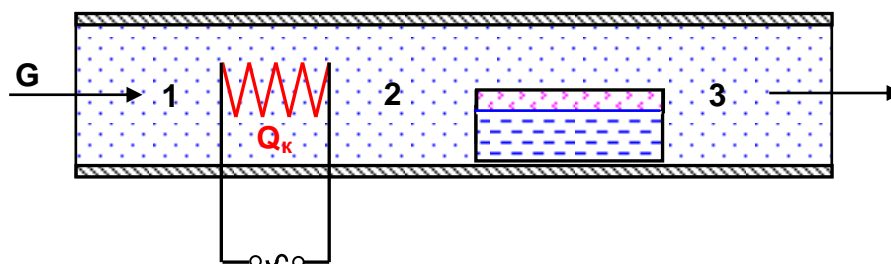


Рис. 7.4. Схема сушильной установки:
G – расход воздуха; Q_k – теплота калорифера

7.15. Рассчитать процесс сушки материала атмосферным воздухом (рис. 7.4) с давлением 745 мм рт. ст.. Воздух сперва нагревается в калорифере от $t_1=20\text{ }^\circ\text{C}$ и $\varphi_1=70\%$ до $t_2=90\text{ }^\circ\text{C}$, а затем поступает в сушильную камеру, где идет процесс сушки с потерями теплоты в окружающую среду до $t_3=35\text{ }^\circ\text{C}$ и $t_{3M}=27\text{ }^\circ\text{C}$ (температура мокрого термометра психрометра).

Определить:

- 1) параметры воздуха H и d в точках 1, 2, 3 установки по H, d - диаграмме;
- 2) количество испаренной влаги 1 кг сухого воздуха в установке;
- 3) количество сухого воздуха, необходимого для испарения 1 кг влаги из материала в установке;
- 4) количество теплоты, полученное воздухом в калорифере при испарении им 1 кг влаги;
- 5) количество потерь теплоты в сушильной камере при испарении воздухом 1 кг влаги;
- 6) минимально-теоретическое количество сухого воздуха, необходимое для испарения 1 кг влаги из материала в этой установке без калорифера.

Ответ: $d_1=d_2=10,1\text{ г/(кг с.в.)}$, $d_3=19,9\text{ г/(кг с.в.)}$, $H_1=47\text{ кДж/(кг с.в.)}$,
 $H_2=115\text{ кДж/(кг с.в.)}$, $H_3=86\text{ кДж/(кг с.в.)}$;
 $d_3-d_2=9,8\text{ г/(кг с.в.)}$, $G_{св}=102\text{ (кг с.в.)/(кг исп.воды)}$;
 $Q_k=6936\text{ кДж/(кг исп.воды)}$, $Q_{пот.}=2958\text{ кДж/(кг исп.воды)}$;
 $G_{св min}=588\text{ (кг с.в.)/(кг исп.воды)}$.

7.16. В сушильную камеру воздух поступает с $t_1=80\text{ }^\circ\text{C}$ и $\varphi_1=0,05$. Из сушильной камеры он выходит с $t_2=55\text{ }^\circ\text{C}$ и влагосодержанием $d_2=105\text{ г/(кг с.в.)}$. Определить аналитически, используя таблицы термодинамических свойств водяного пара, относительную влажность φ_2 на выходе из сушилки и количество влаги, уносимое из сушилки 1 кг сухого воздуха. Принять давление в сушильной камере постоянным и равным 750 мм рт.ст.

Ответ: $\varphi_2=0,918$, $\Delta d=89,9\text{ г/(кг с.в.)}$.

7.17. Начальное состояние влажного атмосферного воздуха задано параметрами: $p_1=1\text{ бар}$, $t_1=40\text{ }^\circ\text{C}$, $\varphi_1=60\%$. Воздух изобарно без изменения содержания в нем H_2O охлаждается до температуры $t_2=20\text{ }^\circ\text{C}$. Определить, сколько влаги в виде росы выпадет из воздуха в расчете на 1 кг сухого воздуха.

Ответ: $d_{ж}=13,9\text{ г/(кг с.в.)}$.

7.18. Влажный воздух при барометрическом давлении 750 мм рт.ст. и температуре $90\text{ }^\circ\text{C}$ имеет относительную влажность $\varphi_1=80\%$. Воздух изобарно без изменения содержания в нем H_2O охлаждается до тем-

пературы $t_2=10\text{ }^\circ\text{C}$. Определить, какая доля водяного пара превращается в жидкость, используя таблицы [14] термодинамических свойств водяного пара.

Ответ: 99,03 %.

7.19. Влажный воздух с температурой $20\text{ }^\circ\text{C}$ и давлением 1 бар имеет относительную влажность 80 %. Определить, какое количество жидкости выпадет в расчете на 1 кг сухого воздуха при изобарном охлаждении влажного воздуха до $10\text{ }^\circ\text{C}$. Определить абсолютную влажность воздуха в конечном состоянии и степень сухости водяных паров в этом воздухе. Показать процесс охлаждения водяного пара в воздухе в p,v - диаграмме.

Ответ: $d_{ж}=4,12\text{ г/(кг с.в.)}$, $\rho_2=9,397\cdot 10^{-3}\text{ кг/м}^3$, $x_2=0,652$.

7.20. Насыщенный влажный атмосферный воздух ($\varphi_1=100\text{ }%$) при $t_1=20\text{ }^\circ\text{C}$ и $p=750\text{ мм рт.ст.}$ поступает в сушильную камеру. После «сушки» материала путем уноса из него капельной влаги влагосодержание воздуха увеличилось до 24 г/(кг с.в.) . Используя таблицы теплофизических свойств воды и водяного пара [14], определить, сколько воды удалил 1 кг сухого воздуха и на сколько изменилась его энтальпия в этом процессе. Считать процесс сушки идеальным, без потерь теплоты в окружающую среду и без затрат теплоты на нагрев объектов в сушильной камере ($t_2=20\text{ }^\circ\text{C}$).

Ответ: $\Delta d=9,14\text{ г/(кг с.в.)}$, $\Delta H=0,768\text{ кДж/(кг с.в.)}$.

7.2. Контрольные вопросы

1. Дайте определение парциального давления водяного пара во влажном воздухе.
2. Дайте определение и расчетное выражение абсолютной влажности воздуха, поясните, какие допущения делаются для влажного атмосферного воздуха и какую формулу при этом используют для расчета его абсолютной влажности.
3. Дайте определение и расчетное выражение относительной влажности воздуха, поясните, какую формулу используют для расчета относительной влажности атмосферного воздуха.
4. Назовите основные состояния влажного воздуха и соответствующие этим состояниям параметры и характеристики влажного воздуха. Покажите состояния водяного пара в этом воздухе в p,v - диаграмме.

5. Дайте определение температуры точки росы влажного воздуха и покажите эту изотерму в p,v - диаграмме для водяного пара. Поясните практическое значение температуры точки росы.
6. Дайте определение влагосодержания воздуха и приведите расчетное выражение влагосодержания пара для атмосферного влажного воздуха.
7. Напишите расчетное выражение энтальпии влажного воздуха при наличии в нем паровой, жидкой и твердой фаз воды. Поясните, какие требования предъявляются к удельным энтальпиям, входящим в это уравнение.
8. Напишите расчетное выражение энтальпии для влажного *атмосферного* воздуха при наличии в нем паровой, жидкой и твердой фаз воды. Поясните, какие допущения приняты при получении расчетных выражений удельных энтальпий, входящих в это уравнение.
9. Поясните принцип работы психрометра и его практическое предназначение.
10. Поясните принцип построения изотерм в области ненасыщенного влажного воздуха в H,d - диаграмме.
11. Поясните принцип построения линий постоянных относительных влажностей для влажного атмосферного воздуха в H,d - диаграмме.
12. Поясните принцип построения изотерм в области перенасыщенного влажного воздуха и изотерм влажного термометра психрометра в области ненасыщенного воздуха в H,d - диаграмме.
13. Поясните особенность линий постоянных относительных влажностей атмосферного воздуха при температурах больше $100\text{ }^{\circ}\text{C}$.
14. На основании какого выражения строится зависимость парциального давления пара от влагосодержания в H,d - диаграмме?
15. Поясните назначение калорифера в сушильной установке.
16. Почему процесс идеальной сушки идет при постоянной энтальпии?
17. Как определяется парциальное давление пара в области перенасыщенного влажного воздуха в H,d - диаграмме?
18. Как определяется температура точки росы в области перенасыщенного влажного воздуха в H,d - диаграмме?
19. Как определяются влагосодержания паровой и жидкой фаз воды в области перенасыщенного влажного воздуха в H,d - диаграмме?

8. ВТОРОЙ ЗАКОН ТЕРМОДИНАМИКИ

Второй закон термодинамики так же, как и первый, не имеет никаких доказательств, кроме человеческого опыта в земных условиях. Если первый закон термодинамики количественно характеризует термодинамические процессы, то второй закон термодинамики дает качественную их оценку. Он отвечает на вопросы, в каком направлении и до какого предела может идти тот или иной процесс, при каких условиях возможно преобразование теплоты в работу, что необходимо для передачи теплоты от холодного тела к горячему, что характеризует реальные процессы и т.п. [1 - 7].

Поскольку в природе происходит множество термодинамических процессов, то единой формулировки второго закона термодинамики быть не может. Однако к каждому классу этих процессов можно дать свою трактовку второго закона термодинамики.

Второй закон термодинамики дает не только качественную, но и количественную оценку процессов, используя такую характеристику, как изменение энтропии тела или системы.

Математическая запись второго закона термодинамики для тела может быть представлена выражением

$$\delta q = T ds. \quad (8.1)$$

В соответствии с выражением (8.1) можно дать следующую формулировку второго закона термодинамики: *необратимость термодинамического процесса для тела приводит к увеличению изменения энтропии необратимого процесса по сравнению с изменением энтропии аналогичного обратимого процесса при том же количестве подведенной внешней теплоты.*

Для замкнутой изолированной системы второй закон термодинамики характеризует закономерность изменения ее энтропии:

$$\Delta S_c \geq 0. \quad (8.2)$$

При этом если в системе происходят обратимые процессы, то $\Delta S_c = 0$, если необратимые – $\Delta S_c > 0$.

Поскольку все реальные процессы необратимы, то в случае их прохождения в замкнутой изолированной системе ее энтропия всегда будет увеличиваться.

В изолированной системе возможно получить полезную работу только в том случае, если она не находится в состоянии термодинамического равновесия. Работоспособность системы исчерпывается при достижении в ней равновесного состояния.

Наибольшая возможная полезная работа может быть получена при переходе системы из неравновесного состояния в равновесное, при протекании в ней только обратимых процессов.

В технической термодинамике наибольший интерес представляет возможность получения полезной работы в системе, состоящей из тел и внешней среды, находящихся в неравновесном состоянии. Окружающая среда в большинстве энергетических установок выступает в качестве холодного источника теплоты.

Для оценки максимально-возможного количества полезной работы, которое может быть получено в таких системах, в 1955 г. югославским ученым З. Рантом было введено понятие эксергии [6, 7].

Понятие эксергии относится к закрытым и открытым системам, а также к источникам теплоты.

Эксергией в объеме называется максимально возможная полезная работа постоянной массы вещества в закрытой системе, которая может быть получена при переходе данного вещества (тепла) из неравновесного состояния в состояние равновесия с окружающей средой только по обратимым процессам.

Расчетное выражение удельной эксергии тела, находящегося в закрытой системе, соответствует уравнению

$$e=(u_1-u_{oc})-T_{oc}(s_1-s_{oc})+p_{oc}(v_1-v_{oc}), \quad (8.3)$$

где u_1 , s_1 , v_1 – параметры тела, находящегося в неравновесном состоянии с внешней средой;

T_{oc} , p_{oc} , u_{oc} , s_{oc} , v_{oc} – параметры тела при давлении и температуре окружающей среды.

Расчетного выражения эксергии источника теплоты изолированной системы нет, но есть универсальная закономерность второго закона термодинамики, позволяющая рассчитать эту эксергию:

$$\Delta S_c = \Delta S_{ит} + \Delta S_{oc} = 0, \quad (8.4)$$

где ΔS_c , $\Delta S_{ит}$, ΔS_{oc} – изменение энтропии системы, источника теплоты и окружающей среды соответственно.

Например, эксергия источника теплоты Q с постоянной температурой $T_1=const$ (рис.8.1) в соответствии с выражением (8.4) будет равна работе обратимого цикла Карно в интервале температур T_1 и T_{oc} :

$$E = Q\left(1 - \frac{T_{oc}}{T_1}\right).$$

Потери потенциально возможной полезной работы (эксергии) при протекании необратимых процессов определяются по универсальному выражению, называемому теоремой Гюи–Стодолы [2, 3],

$$\nabla E = -\Delta L_{мп} = T_{oc} \Delta S_c, \quad (8.5)$$

где $-\Delta L_{мп} = \nabla E = E_1 - E_2$ – потери потенциально возможной работы (эксергии);

T_{oc} – температура внешней среды;

ΔS_c – возрастание энтропии системы.

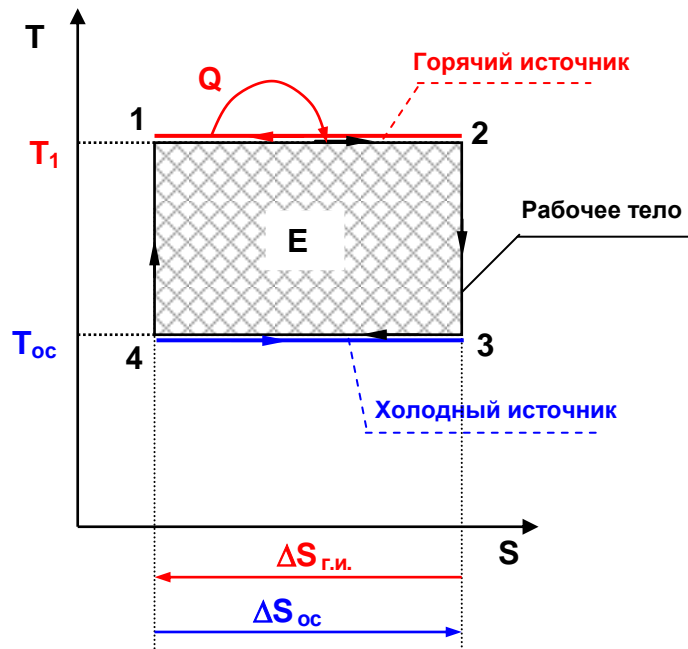


Рис. 8.1. К определению эксергии источника теплоты с постоянной температурой

Термодинамический анализ эффективности работы любой теплоэнергетической установки выполняется при совместном использовании первого и второго законов термодинамики.

8.1. Задачи

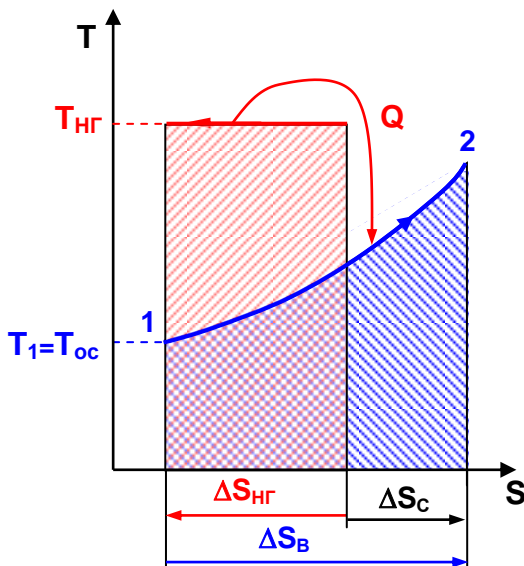


Рис. 8.2. Необратимый процесс теплообмена в T,S- диаграмме

Пример решения задачи:

8.1. С помощью электронагревателя (рис.8.2) 10 кг воздуха изобарно нагреваются от температуры внешней среды $t_1=t_{oc}=20\text{ }^{\circ}\text{C}$ до $t_2=700\text{ }^{\circ}\text{C}$. Температура нагревателя $t_{нр}=1000\text{ }^{\circ}\text{C}$ остается постоянной. Определить увеличение энтропии системы и потерю возможной работы – эксергии – за счет необратимости этого процесса теплообмена. Считать систему замкнутой изолированной, а воздух идеальным двухатомным газом с $c_p=\text{const}$.

Решение

Изменению энтропии системы соответствует сумма изменений энтропий нагревателя и нагреваемого воздуха:

$$\Delta S_C = \Delta S_{\text{нгр}} + \Delta S_B.$$

Увеличение энтропии воздуха при его нагреве определяется по уравнению изобарного процесса

$$\Delta S_B = mc_p \ln \frac{T_2}{T_1} = 10 \cdot 1,005 \cdot \ln \frac{273 + 700}{273 + 20} = 12,06 \text{ кДж/К.}$$

Количество теплоты, отданное нагревателем, определяется в соответствии с первым законом термодинамики как количество теплоты, полученной воздухом, но с обратным знаком:

$$Q = -mc_p(t_2 - t_1) = -10 \cdot 1,005(700 - 20) = -6834 \text{ кДж.}$$

По этой теплоте рассчитывается изменение энтропии нагревателя при изотермическом отводе теплоты от него:

$$\Delta S_{\text{нгр}} = \frac{Q}{T_{\text{нгр}}} = \frac{-6834}{273 + 1000} = -5,37 \text{ кДж/К.}$$

Следовательно, изменению энтропии системы будет соответствовать величина

$$\Delta S_C = \Delta S_{\text{нгр}} + \Delta S_B = -5,37 + 12,06 = 6,69, \text{ кДж/К.}$$

По теореме Гюи–Стодолы потеря максимально-возможной полезной работы (эксергии) системы определяется как

$$\nabla E = -\Delta L_{\text{мп}} = T_{\text{ос}} \Delta S_C = 293 \cdot 6,69 = 1960,2 \text{ кДж.}$$

8.2. Двигатель работает по обратимому циклу Карно в интервале температур $t_1=300 \text{ }^\circ\text{C}$ и $t_2=50 \text{ }^\circ\text{C}$ и производит работу в 420 кДж.

Определить термический КПД цикла и количество теплоты, сообщенное рабочему телу и отведенное от него.

Ответ: $\eta_t^k=0,436$, $Q_1=963 \text{ кДж}$, $Q_2=543 \text{ кДж}$.

8.3. Холодильная установка работает по обратимому циклу Карно в интервале температур $t_1=20 \text{ }^\circ\text{C}$ и $t_2= -20 \text{ }^\circ\text{C}$ и затрачивает работу в количестве 100 кДж. Определить холодильный коэффициент цикла и его холодопроизводительность Q_2 .

Ответ: $\varepsilon_t^k=6,325$, $Q_2=632,5 \text{ кДж}$.

8.4. Отопительная установка (тепловой насос) работает по обратимому циклу Карно в интервале температур $t_1=100 \text{ }^\circ\text{C}$ и $t_2=10 \text{ }^\circ\text{C}$, затрачивая работу в количестве 100 кДж.

Определить отопительный коэффициент цикла и его теплопроизводительность Q_1 .

Ответ: $\varphi_t^k=4,14$, $Q_1=414 \text{ кДж}$.

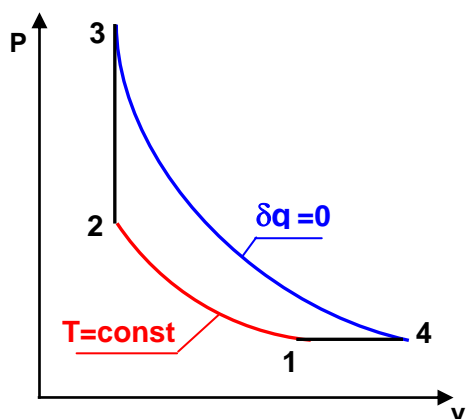


Рис. 8.3. К задаче 8.5

8.5. Определить термический КПД и работу цикла, изображенного на рис.8.3, если рабочее тело представляет собой многоатомный идеальный газ ($i=6$) с $\mu=29,7$ кг/кмоль, а параметры цикла в характерных точках заданы величинами: $p_1=1$ бар, $t_1=27$ °С, $V_4=0,5$ м³, $v_1/v_2=2$, $p_3/p_2=4$. Сравнить термический КПД этого цикла с КПД цикла Карно, работающего в интервале максимальной и минимальной температур данного цикла.

Ответ: $\eta_t=31$ %; $L_t=58,7$ кДж, $\eta_t^k=75$ %.

8.6. Электрический нагреватель мощностью 1 кВт, имея постоянную температуру 100 °С, обогревает помещение с температурой 20 °С в течение одного часа.

Определить изменение энтропии данной системы, если температура в помещении за этот период не изменилась. Показать процессы передачи теплоты и увеличение энтропии системы в T,S- диаграмме.

Ответ: $\Delta S_C=2,635$ кДж/К.

8.7. 100 кг льда с $t_1=-10$ °С помещены в окружающую среду с $t_{oc}=20$ °С (рис. 8.3). Лед тает, и вода нагревается до температуры окружающей среды $t_2=t_{oc}$. Давления льда и воды равны давлению окружающей среды и постоянны.

Определить изменение энтропии H₂O и системы в результате этого процесса.

Показать процессы передачи теплоты и изменение энтропии системы в T,S- диаграмме.

В расчете принять постоянными следующие величины:

удельную теплоту таяния льда $\lambda=333$ кДж/кг,

удельную теплоемкость льда $c_{p,л}=2,03$ кДж/(кг·К),

удельную теплоемкость воды $c_{p,ж}=4,187$ кДж/(кг·К).

Ответ: $\Delta S_{H_2O}=159,2$ кДж/К, $\Delta S_C=10,04$ кДж/К.

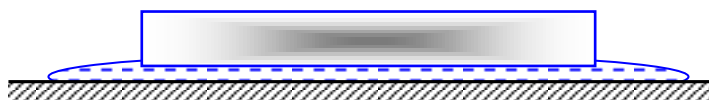


Рис. 8.4. К задаче 8.7

8.8. В термосе находится 1 кг воды при 100 °С, температура окружающей среды 20 °С. После открытия крышки термоса температура воды в нем снизилась до 50 °С. Определить изменение энтропии данной

системы, приняв изобарную теплоемкость воды постоянной и равной 4,187 кДж/(кг·К). Показать процессы передачи теплоты в T,S- диаграмме.

Ответ: $\Delta S_C = 112$ Дж/К.

8.9. В бак, содержащий 20 кг воды с $t_1 = 10$ °С, вливается 15 кг воды с $t_2 = 80$ °С. Считая бак адиабатной оболочкой, а процесс смешения изобарным с постоянной теплоемкостью воды $c_{pH_2O} = 4,19$ кДж/(кг·К), определить возрастание энтропии системы за счет необратимости процесса смешения воды и потерю максимально возможной работы (эксергии) системы при температуре внешней среды 5 °С.

Ответ: $\Delta S_C = 0,885$ кДж/К, $-\Delta L_{мп} = \nabla E = 246$ кДж.

8.10. Два куска льда массой по 1 кг каждый имеют температуру 0 °С и давление 1 бар. Происходит механическое взаимодействие этих кусков друг с другом в виде трения, они взаимодействуют гладкими поверхностями без разрушения (рис. 8.5). На перемещение кусков затрачивается работа в количестве 100 кДж. Определить количество расплавленного льда в результате такого взаимодействия и увеличение энтропии системы, если считать, что теплообмен с окружающей средой отсутствует. Изобразить этот процесс в T,S- диаграмме. Принять удельную теплоту плавления льда равной 333 кДж/кг.

Ответ: $\Delta m = 0,3$ кг, $\Delta S_C = 366$ Дж/К.

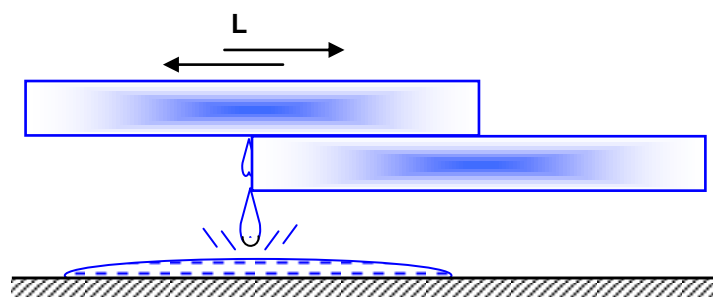


Рис. 8.5. К задаче 8.10

8.11. В бак, где находится 20 кг льда при температуре 0 °С, вливается 15 кг воды с температурой 80 °С (рис. 8.6). Давление воды и льда равно атмосферному давлению. Не учитывая теплообмена с внешней средой, определить изменение энтропии этой системы при переходе ее в равновесное состояние. Принять удельную теплоту плавления льда равной 333 кДж/кг, а теплоемкость воды $c_{pH_2O} = 4,187$ кДж/(кг·К).

Ответ: $\Delta S_C = 2,26$ кДж/К.

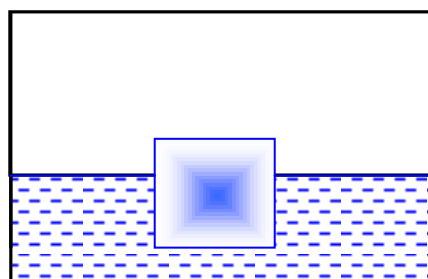


Рис. 8.6. К задаче 8.11

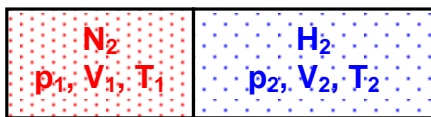


Рис. 8.7. К задаче 8.12

8.12. Определить возрастание энтропии системы при диффузионном смешении азота (N_2) и водорода (H_2) (рис. 8.7).

Задано: $V_1=1 \text{ м}^3$; $V_2=2 \text{ м}^3$; $p_1=p_2=1 \text{ бар}$;

$t_1=t_2=t_{oc}=30 \text{ }^\circ\text{C}$. Газы считать идеальными.

Ответ: $\Delta S_c=0,63 \text{ кДж/К}$.

8.13. Определить удельную эксергию в объеме идеального воздуха при $t_1=400 \text{ }^\circ\text{C}$ и $p_1=10 \text{ бар}$, если окружающая среда имеет параметры: $t_{oc}=20 \text{ }^\circ\text{C}$, $p_{oc}=1 \text{ бар}$. Воздух считать идеальным двухатомным газом с $\mu=28,96 \text{ кг/кмоль}$.

Ответ: $e=156,7 \text{ кДж/кг}$.

8.14. Определить удельную эксергию в объеме водяного пара при $t_1=300 \text{ }^\circ\text{C}$ и $p_1=10 \text{ бар}$, если окружающая среда имеет параметры: $t_{oc}=20 \text{ }^\circ\text{C}$, $p_{oc}=1 \text{ бар}$.

Ответ: $e=734 \text{ кДж/кг}$.

8.15. Определить эксергию источника теплоты с $T=500 \text{ К}=\text{const}$, отдающего 100 кДж теплоты, если температура окружающей среды $t_{oc}=20 \text{ }^\circ\text{C}$. Показать эксергию в T,S - диаграмме.

Ответ: $E=41,4 \text{ кДж}$.

8.16. Определить эксергию источника теплоты в виде 1 кг изобарно охлаждающегося воздуха от $t_1=500 \text{ }^\circ\text{C}$ до температуры окружающей среды $t_2=t_{oc}=20 \text{ }^\circ\text{C}$. Воздух считать идеальным двухатомным газом с $\mu=28,96 \text{ кг/кмоль}$.

Показать эксергию в T,S - диаграмме.

Ответ: $E=196,7 \text{ кДж}$.

8.17. Определить эксергию источника теплоты в виде 1 кг водяного пара, изобарно охлаждающегося от $p_1=10 \text{ бар}$ и $t_1=500 \text{ }^\circ\text{C}$ до температуры окружающей среды $t_2=t_{oc}=20 \text{ }^\circ\text{C}$.

Показать эксергию в T,S - диаграмме.

Ответ: $E=1205 \text{ кДж}$.

8.18. Определить изменение энтропии системы и потерю эксергии источника теплоты с $t_1=1500 \text{ }^\circ\text{C}=\text{const}$, отдающего 1000 кДж теплоты другому телу с постоянной температурой $t_2=500 \text{ }^\circ\text{C}=\text{const}$, если температура окружающей среды $t_{oc}=20 \text{ }^\circ\text{C}$.

Ответ: $\Delta S_c=0,730 \text{ кДж/К}$, $\nabla E=E_1-E_2=213,8 \text{ кДж}$.

8.19. В водогрейном котле 100 т воды изобарно нагреваются от 12 до $120 \text{ }^\circ\text{C}$ за счет теплоты изобарно охлаждающихся газов от 1500 до

200 °С, которые в дальнейшем выбрасываются через дымовую трубу в окружающую среду. Определить возрастание энтропии данной системы и потерю возможной работы (эксергии) за счет необратимости процесса теплообмена ($\Delta S_{ТО}$, $\nabla E_{ТО}$) и за счет выброса уходящих газов в атмосферу с температурой $t_{oc}=5$ °С ($\Delta S_{уХ}$, $\nabla E_{уХ}$). Процессы теплообмена и изменение энтропии системы показать в T, S - диаграмме. Принять постоянными изобарные теплоемкости газов $c_p=1$ кДж/(кг·К) и воды $c_{pH_2O}=4,187$ кДж/(кг·К).

Ответ: $\Delta S_{ТО}=88,58$ МДж/К, $\nabla E_{ТО}=24625$ МДж,
 $\Delta S_{уХ}=5,91$ МДж/К, $\nabla E_{уХ}=1644$ МДж.

8.20. 100 кг продуктов сгорания топлива с температурой $T_1=1800$ К (рис. 8.8) и постоянной теплоемкостью $c_p=1$ кДж/(кг·К) используются в качестве источника теплоты (процесс А-Б) для осуществления цикла Карно ГДЕИ с высшей температурой $T_1^k=800$ К и низшей температурой, соответствующей внешней среде $T_2^k=T_{oc}=290$ К.

Определить: эксергию (максимальную работоспособность) продуктов сгорания и работу цикла Карно, возрастание энтропии системы и потерю эксергии за счет необратимостей при осуществлении цикла Карно, коэффициенты использования теплоты η_Q для обратимых циклов ГАВИ и ГДЕИ, относительный эксергетический КПД цикла Карно $\eta_{ex}^{ГДЕИ}=L_t^k/E_{AB}$.

Ответ: $E_{AB}=98$ МДж, $L_t^k=63,75$ МДж, $\Delta S_c=118,3$ кДж/К, $\nabla E=34,3$ МДж
 $\eta_Q^{ГАВИ}=0,765$, $\eta_Q^{ГДЕИ}=0,638$, $\eta_{ex}^{ГДЕИ}=0,65$.

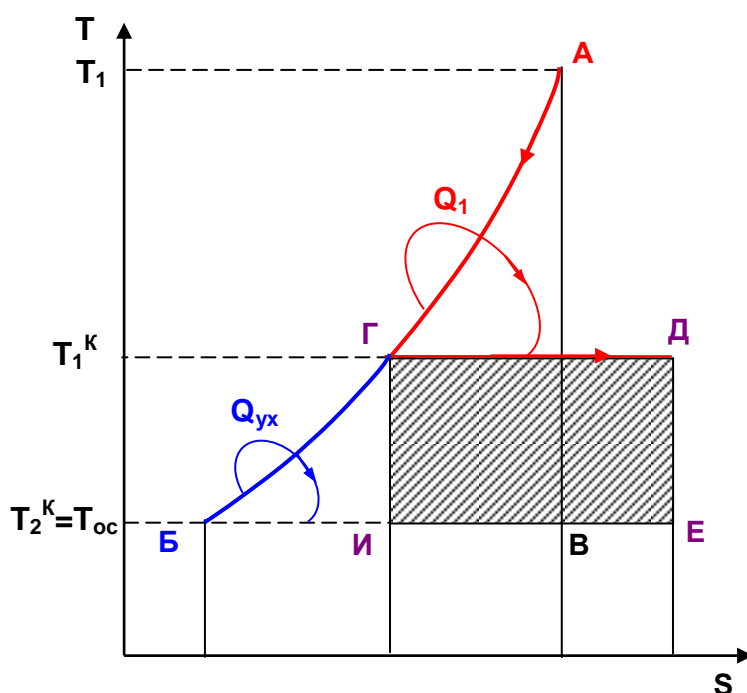


Рис. 8.8. К задаче 8.20

8.2. Контрольные вопросы

1. Сформулируйте второй закон термодинамики для тела, используя уравнение теплоты его процесса $\delta q = T ds$.
2. Поясните, в чем физический смысл уравнения второго закона термодинамики для замкнутой изолированной системы $\Delta S_c \geq 0$?
3. Какие условия необходимы для получения полезной механической работы в термодинамической системе?
4. Что такое эксергия тела в объеме и какое расчетное выражение ей соответствует?
5. Что такое эксергия источника теплоты и на основании какой закономерности ее можно рассчитать?
6. Какое универсальное выражение позволяет рассчитать потерю эксергии в реальных необратимых процессах?
7. Какой коэффициент характеризует тепловую экономичность прямого обратимого цикла теплового двигателя?
8. Какой коэффициент характеризует тепловую экономичность обратного обратимого цикла холодильной установки?
9. Какой коэффициент характеризует тепловую экономичность обратного обратимого цикла теплового насоса?
10. Какие формулировки второго закона термодинамики можно дать на примере прямых и обратных циклов тепловых установок?
11. В чем преимущество эксергетического и энтропийного методов оценки термодинамической экономичности тепловых машин по сравнению с методом теплового баланса?

9. ПЕРВЫЙ ЗАКОН ТЕРМОДИНАМИКИ ДЛЯ ПОТОКА. РАБОТА ИЗМЕНЕНИЯ ДАВЛЕНИЯ В ПОТОКЕ. ЭКСЕРГИЯ В ПОТОКЕ

В любой теплоэнергетической машине, будь то паровая или гидравлическая турбина, компрессор или насос, имеется поток рабочего тела. Вещество, движущееся по каналу (поток), относится к открытой термодинамической системе.

Первый закон термодинамики для обратимого процесса движения вещества по каналу (потока) имеет вид

$$h_o - h_k + q = \frac{c_k^2 - c_o^2}{2} + \ell_T, \quad (9.1)$$

где h_o , h_k и c_o , c_k – энтальпии и скорости потока в начале и конце процесса соответственно;

q – теплота процесса;

ℓ_T – *техническая работа*, т.е. механическая работа на валу тепловой машины (турбины, насоса, компрессора и т.п.).

Правая часть уравнения (9.1) может быть представлена как

$$\ell_o = \int_{p_o}^{p_k} -vdp = h_o - h_k + q, \quad (9.2)$$

где величина ℓ_o получила название *работы изменения давления в потоке*, а для обратимых процессов ее называют *располагаемой работой*.

Из выражения (9.2) видно, что *работа изменения давления в потоке возможна только при наличии изменения давления* потока $dp \neq 0$.

Из выражений (9.1) и (9.2) следует, что работа изменения давления в потоке в общем случае может идти на изменение кинетической энергии потока и на совершение технической работы. При этом, когда нет изменения кинетической энергии (турбина, насос), работа изменения давления в потоке равна технической работе ($\ell_o = \ell_T$). В случае, когда потоком не совершается техническая работа (сопловой канал, диффузор и т.п.), работа изменения давления в потоке идет только на изменение кинетической энергии потока.

Расчетное выражение работы изменения давления в потоке для необратимого процесса аналогично выражению (9.2) для обратимого процесса, отличаются только численные значения параметров в конце процесса:

$$\ell_{oi} = h_o - h_{ki} + q. \quad (9.3)$$

В p, v - диаграмме работе изменения давления в потоке для обра-

тимого процесса 1-2, соответствует площадь под процессом в проекции на ось давлений (рис. 9.1).

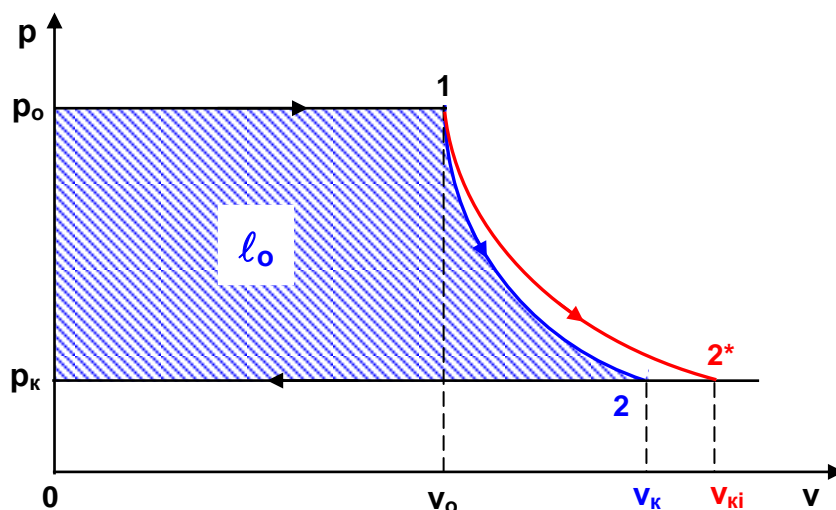


Рис.9.1. Обратимый 1-2 и необратимый 1-2* процессы расширения газа в p,v - диаграмме

В T,s -диаграмме (рис. 9.2) работе изменения давления в потоке для обратимого процесса 1-2 соответствует площадь $A122'A'A$.

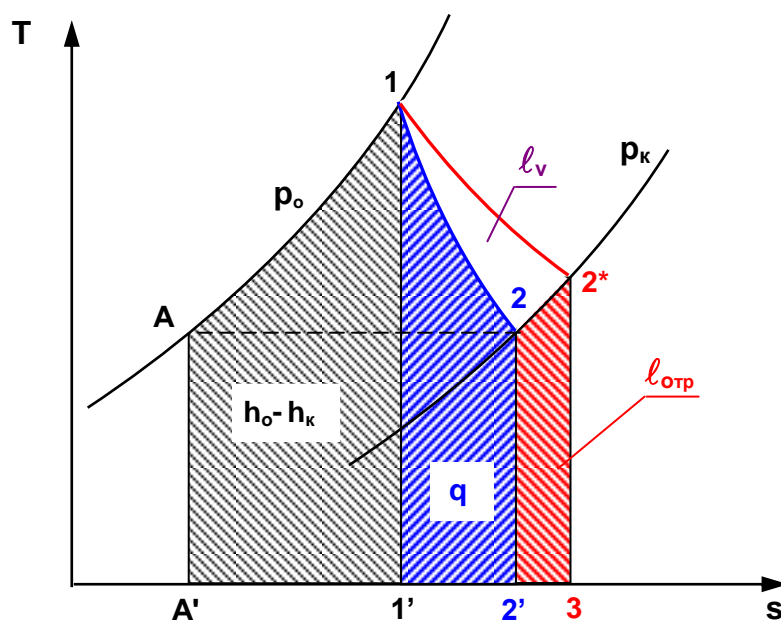


Рис.9.2. Обратимый 1-2 и необратимый 1-2* процессы расширения газа в T,s - диаграмме

Разница работ аналогичных обратимого l_0 и необратимого l_{oi} процессов представляет собой потерю работы изменения давления в потоке за счет трения:

$$l_{отр} = l_0 - l_{oi} = h_{ki} - h_k. \quad (9.4)$$

Работе l_{oi} в p,v - диаграмме будет соответствовать меньшая площадь, чем площадь под обратимым процессом 1-2 в проекции на ось

давлений (рис. 9.1), для ее показа требуются дополнительные построения.

Потеря работы $l_{o_{тр}}$, вызванная трением, зависит только от конечного состояния необратимого процесса – от h_{ki} , теплота трения $q_{тр}$ зависит от траектории самого необратимого процесса 1-2* (рис.9.2). Разница теплоты трения и работы трения называется *работой возврата теплоты трения* l_v :

$$l_v = q_{тр} - l_{o_{тр}} = \text{пл.12*21}. \quad (9.5)$$

Формулы (9.2) ÷ (9.4) применимы к потоку при расширении вещества, когда $dp < 0$, следовательно, $l_o > 0$. При сжатии вещества $dp > 0$, и следовательно, $l_o < 0$, в таких процессах затрачивается техническая работа, например затраты технической работы на привод насосов или компрессоров.

Работу изменения давления в потоке при сжатии в инженерной практике *берут с обратным (положительным) знаком*, а в расчетах, где это необходимо, присваивают её действительный знак (отрицательный). Поэтому, обозначив ее как $l_{o_{сж}}$, расчетное выражение работы изменения давления в потоке при сжатии приобретает вид

$$l_{o_{сж}} = -l_o = h_2 - h_1 - q. \quad (9.6)$$

Для необратимого процесса сжатия работа изменения давления в потоке при сжатии больше, чем для обратимого на величину работы трения:

$$l_{oi_{сж}} = l_{o_{сж}} + l_{o_{тр}} = h_{2i} - h_1 - q, \quad (9.7)$$

где $l_{o_{тр}} = h_{2i} - h_2$ – затраты работы на преодоление трения.

Работа изменения давления в потоке для адиабатных процессов

В двигателях тепловых энергетических установок (ТЭУ) процессы расширения рабочего тела быстротечны и теплообмен с окружающей средой в них практически отсутствует. Поэтому большинство процессов в двигателях ТЭУ считаются адиабатными с $q=0$ (рис. 9.3).

Уравнения работы изменения давления в потоке для обратимого и необратимого адиабатных процессов расширения при $q=0$ имеют вид (*произведение изобарной теплоемкости и разности температур относится только к процессам идеальных газов*)

$$l_o = h_o - h_k = c_p(T_o - T_k); \quad (9.8)$$

$$l_{oi} = h_o - h_{ki} = c_p(T_o - T_{ki}). \quad (9.9)$$

Для тепловых двигателей эффективность адиабатных процессов расширения и потеря располагаемой работы за счет трения характеризуется *внутренним относительным КПД*:

$$\eta_{oi} = \frac{l_{oi}}{l_o} = \frac{h_o - h_{ki}}{h_o - h_k} = \frac{c_p(T_1 - T_{2i})}{c_p(T_1 - T_2)} \quad (9.10)$$

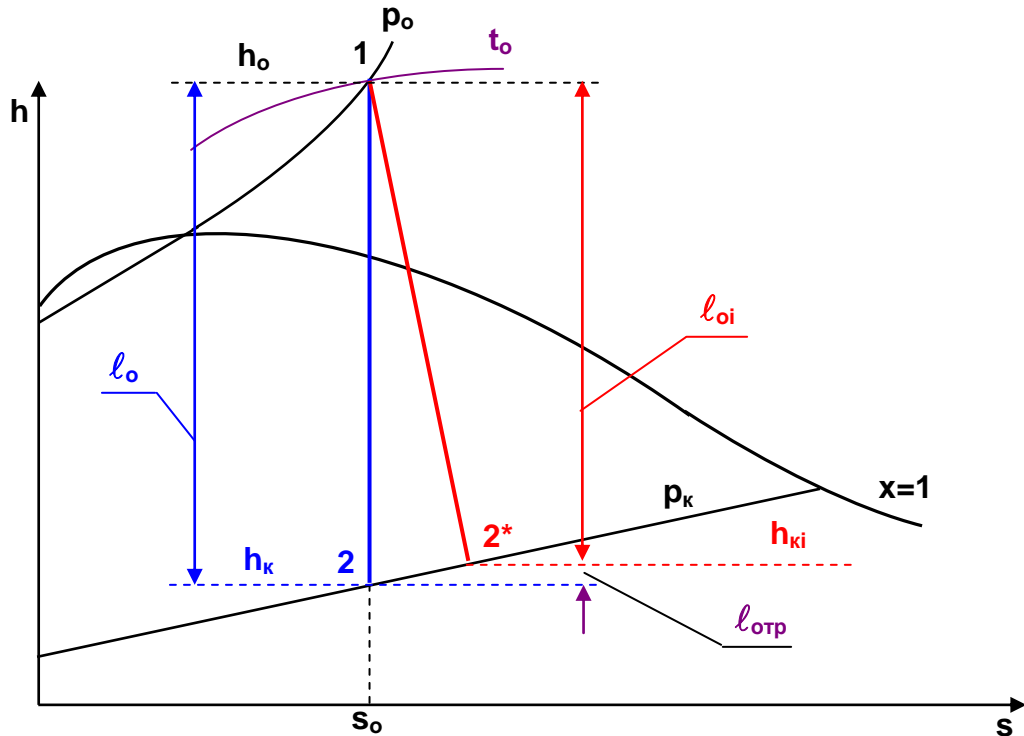


Рис. 9.3. Изображение работы изменения давления в потоке для обратимого 1-2 и необратимого 1-2* процессов адиабатного расширения водяного пара в h,s- диаграмме

Этот коэффициент определяется экспериментально и используется для расчета реальных процессов в тепловых двигателях.

Расчетные выражения работы изменения давления в потоке при адиабатном сжатии газов и жидкостей в компрессорах и насосах имеют вид (*произведение изобарной теплоемкости и разности температур относится только к процессам идеальных газов*)

$$l_{o_{сж}} = h_2 - h_1 = c_p(T_2 - T_1) ; \quad (9.11)$$

$$l_{oi_{сж}} = l_{o_{сж}} + l_{o_{тр}} = h_{2i} - h_1 = c_p(T_{2i} - T_1). \quad (9.12)$$

Необратимость процесса адиабатного сжатия в технических устройствах характеризует *адиабатный коэффициент сжатия* (насоса, компрессора и т.п.), позволяющий определить действительную работу сжатия, работу трения и действительные параметры рабочего тела в конце процесса.

$$\eta_a = \frac{\ell_{o_{сж}}}{\ell_{oi_{сж}}} = \frac{h_2 - h_1}{h_{2i} - h_1} = \frac{c_p(T_2 - T_1)}{c_p(T_{2i} - T_1)}. \quad (9.13)$$

Адиабатный процесс сжатия воды в насосе в диапазоне давлений, используемых в ТЭУ, ввиду плохой сжимаемости воды одновременно *изохорный*. Это позволяет рассчитать техническую работу обратимого процесса сжатия воды в насосе по формуле для изохорного процесса

$$\ell_{oH} = \int_{p_1}^{p_2} v dp = v_1(p_2 - p_1) \approx 0,001(p_2 - p_1), \quad (9.14)$$

где $v_1=0,001 \text{ м}^3/\text{кг}$ – удельный объём воды, величина практически постоянная для давлений p_1 и p_2 в ТЭУ.

Эксергия в потоке

Для вещества, находящегося в потоке, потенциал максимальной полезной работы, которая теоретически могла бы быть получена в тепловой машине, характеризуется понятием эксергии в потоке.

Эксергии в потоке соответствует техническая работа, равная работе изменения давления в потоке при переходе вещества из начального состояния в состояние равновесия с окружающей средой по обратимым процессам.

Расчетное выражение удельной эксергии в потоке имеет вид

$$e = h_1 - h_{oc} - T_{oc}(s_1 - s_{oc}), \quad (9.15)$$

где параметры h_1 , h_{oc} и s_1 , s_{oc} соответствуют рабочему телу, обратимо переходящему из состояния с параметрами p_1 , T_1 до состояния равновесия с окружающей средой (в этом состоянии у него такие же температура и давление, как у окружающей среды).

Согласно теореме Гюи – Стодолы [2, 3], потеря эксергии за счет любого вида необратимости определяется как

$$\nabla E = -\Delta E = E_1 - E_2 = T_{oc}\Delta S_c, \quad (9.16)$$

где ΔS_c – увеличение энтропии системы за счет необратимостей процессов, протекающих в ней.

9.1. Задачи

Пример решения задачи:

9.1. В воздушный тепловой двигатель с внутренним относительным КПД $\eta_{oi}=0,7$ поступает воздух с параметрами $p_o=1,1 \text{ МПа}$, $t_o=270 \text{ }^\circ\text{C}$ и

расширяется без теплообмена с окружающей средой до $p_k=0,11$ МПа (рис. 9.4). Считая, что реальный необратимый процесс изменения состояния воздуха (1-2*) описывается уравнением $pv^n=\text{const}$, определить удельные теоретическую и действительную технические работы, потерю работы за счет трения, теплоту трения, возрастание энтропии воздуха.

Воздух считать идеальным двухатомным газом с постоянными теплоемкостями c_p и c_v .

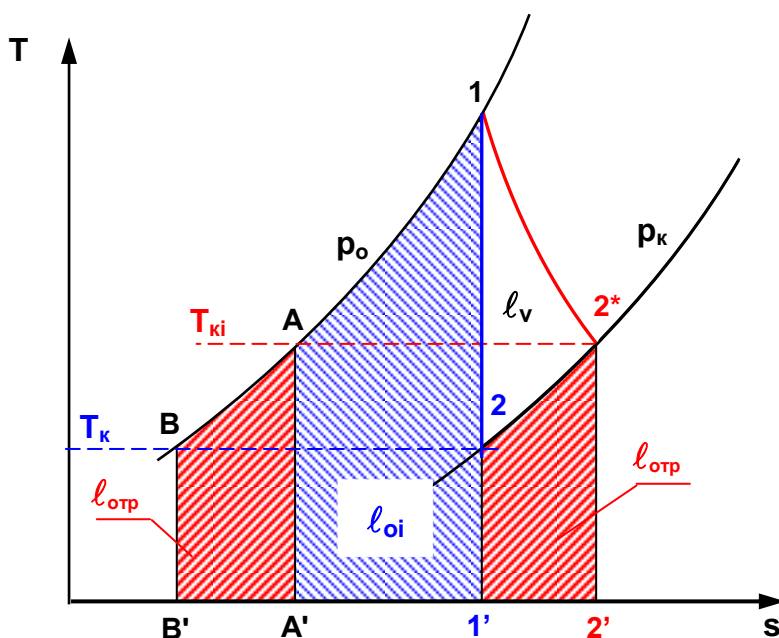


Рис.9.4. Обратимый 1-2 и необратимый 1-2* процессы адиабатного расширения идеального воздуха в T,s- диаграмме

Решение

При обратимом адиабатном расширении воздуха (процесс 1-2, рис. 9.4) его конечная температура определяется как

$$T_k = T_0 \left(\frac{p_0}{p_k} \right)^{\frac{1-k}{k}} = 543,15 \left(\frac{1,1}{0,11} \right)^{\frac{1-1,4}{1,4}} = 281,3 \text{ К.}$$

Действительная температура воздуха в конце процесса расширения соответствует величине

$$T_{ki} = T_0 - \eta_{oi}(T_0 - T_k) = 543,15 - 0,7(543,15 - 281,3) = 360 \text{ К.}$$

Идеальная удельная техническая работа двигателя соответствует площади 11'B'В1 и рассчитывается при постоянной изобарной теплоемкости воздуха как

$$c_p = \frac{R}{2}(i+2) = \frac{8314}{2 \cdot 28,96}(5+2) = 1005 \frac{\text{Дж}}{\text{кг} \cdot \text{К}},$$

$$l_o = h_o - h_k = c_p(T_o - T_k) = 1,005(543,15 - 281,3) = 263,2 \text{ кДж/кг.}$$

Действительная удельная техническая работа двигателя соответствует площади 11'A'A1 и рассчитывается как

$$l_{oi} = h_o - h_{ki} = c_p(T_o - T_{ki}) = 1,005(543,15 - 360) = 184,2 \text{ кДж/кг.}$$

Потеря удельной технической работы за счет трения соответствует площадям 22*2'1'2 и ВАА'В'В и рассчитывается как

$$l_{o_{тр}} = l_o - l_{oi} = c_p(T_{ki} - T_k) = 1,005(360 - 281,3) = 79 \text{ кДж/кг.}$$

Теплоте трения соответствует площадь под процессом 1-2*. Для ее определения необходимо знать теплоемкость этого процесса и показатель политропы.

Показатель политропы определяется из уравнения процесса

$$\frac{T_{ki}}{T_o} = \left(\frac{p_o}{p_k}\right)^{\frac{1-n}{n}} \rightarrow \frac{1-n}{n} = \frac{\text{Ln}\left(\frac{T_{ki}}{T_o}\right)}{\text{Ln}\left(\frac{p_o}{p_k}\right)} = \frac{\text{Ln}\left(\frac{360}{543,15}\right)}{\text{Ln}\left(\frac{1,1}{0,11}\right)} = -0,179 \rightarrow n = 1,22.$$

Теплоемкость процесса 1-2*

$$c = c_v \frac{n-k}{n-1} = 0,718 \frac{1,22-1,4}{1,22-1} = -0,6 \text{ кДж/(кг} \cdot \text{К).}$$

Теплота трения

$$q_{тр} = c(T_{ki} - T_o) = -0,6(360 - 543,15) = 110 \text{ кДж/кг.}$$

Увеличение энтропии в необратимом адиабатном процессе в общем случае можно определить по параметрам в начале и конце процесса, а в данном процессе можно воспользоваться закономерностью процесса, применив уравнение

$$s_{2^*} - s_1 = c \cdot \text{Ln}\left(\frac{T_{ki}}{T_o}\right) = -0,6 \cdot \text{Ln}\left(\frac{360}{543,15}\right) = 0,247 \text{ кДж/(кг} \cdot \text{К).}$$

9.2. В тепловом двигателе в качестве рабочего тела используется идеальный воздух, который адиабатно расширяется от начального состояния, определяемого параметрами $p_o=15$ бар, $t_o=300$ °С, до конечного состояния с параметрами $p_k=1$ бар, $t_{ki}=50$ °С. Считая, что реальный процесс расширения воздуха подчиняется уравнению политропы $p v^n = \text{const}$, определить удельные теоретическую l_o и действи-

тельную l_{oi} технические работы, потерю работы за счет трения $l_{o_{тр}}$, теплоту трения $q_{тр}$, работу возврата теплоты трения $l_v = q_{тр} - l_{o_{тр}}$ и внутренний относительный КПД двигателя η_{oi} .

Воздух считать идеальным двухатомным газом с постоянными теплоемкостями c_p и c_v .

Ответ: $l_o=310,2$ кДж/кг; $l_{oi}=251,2$ кДж/кг; $l_{o_{тр}}=59$ кДж/кг;

$q_{тр}=86,4$ кДж/кг; $l_v=27,4$ кДж/кг; $\eta_{oi}=0,81$.

9.3. В тепловом двигателе водяной пар адиабатно расширяется от начального состояния с параметрами $p_o=30$ бар, $t_o=400$ °С до давления $p_k=0,05$ бар. Определить удельные теоретическую l_o и действительную l_{oi} технические работы, потерю работы за счет трения $l_{o_{тр}}$, при внутреннем относительном КПД двигателя $\eta_{oi}=0,84$.

Ответ: $l_o=1120$ кДж/кг; $l_{oi}=941$ кДж/кг; $l_{o_{тр}}=179$ кДж/кг.

9.4. В компрессоре воздух адиабатно сжимается от давления $p_1=1$ бар до $p_2=10$ бар, при этом его температура повышается от $T_1=295$ К до $T_{2i}=640$ К. Определить удельные теоретическую l_o и действительную l_{oi} технические работы, потерю работы за счет трения $l_{o_{тр}}$ и адиабатный коэффициент компрессора. Показать в диаграмме T,s процесс и соответствующие ему l_o , l_{oi} , $l_{o_{тр}}$.

Воздух считать идеальным двухатомным газом с постоянными теплоемкостями c_p и c_v .

Ответ: $l_o=276$ кДж/кг; $l_{oi}=347$ кДж/кг; $l_{o_{тр}}=71$ кДж/кг; $\eta_k=0,795$.

9.5. Определить удельные теоретическую и действительную технические работы сжатия воды в насосе. Параметры воды на входе в насос $p_1=15$ бар, $t_1=25$ °С, а давление на выходе $p_2=100$ бар. Процесс сжатия считать адиабатным, а адиабатный коэффициент насоса $\eta_H=0,8$.

Ответ: $l_o=8,5$ кДж/кг, $l_{oi}=10,6$ кДж/кг.

9.6. В компрессоре адиабатно сжимается воздух от $p_1=1$ бар и $t_1=17$ °С до $p_2=8$ бар. Определить мощность компрессора при расходе воздуха 6 кг/с и адиабатном коэффициенте компрессора $\eta_k=0,82$.

Считать воздух идеальным двухатомным газом с $\mu=28,96$ кг/кмоль.

Ответ: $W_{ки}=1,72$ МВт.

9.7. Компрессор всасывает $120 \text{ м}^3/\text{ч}$ воздуха при $p_1=1$ бар и $t_1=27 \text{ }^\circ\text{C}$ и обратимо сжимает его до давления $p_2=12$ бар. Определить температуру воздуха после сжатия и мощность, затрачиваемую на привод компрессора, если процесс сжатия а) адиабатный, б) политропный с $n=1,3$, в) изотермический.

Изобразить процессы сжатия в диаграммах p,v и T,s (все три из одной точки на каждой диаграмме).

Воздух считать идеальным двухатомным газом с постоянными теплоемкостями c_p и c_v .

Ответ: а) $t_2=337 \text{ }^\circ\text{C}$; $W_k=12 \text{ кВт}$;
 б) $t_2=259 \text{ }^\circ\text{C}$; $W_k=11,2 \text{ кВт}$;
 в) $t_2=27 \text{ }^\circ\text{C}$; $W_k=8,3 \text{ кВт}$.

9.8. В двухступенчатом компрессоре с промежуточным изобарным охлаждением (рис. 9.5) воздух политропно сжимается от давления 1 бар до 60 бар. Начальная температура воздуха в каждой ступени одинакова $t_1=t_3=20 \text{ }^\circ\text{C}$. Отношение давлений в каждой ступени также одинаково $v_1=p_2/p_1=v_2=p_4/p_3$. Показатель политропы $n=1,25$ в каждой ступени сжатия компрессора. Объемная производительность компрессора $500 \text{ н.м}^3/\text{ч}$ (при нормальных физических условиях). Определить мощность, необходимую для привода компрессора. Изобразить процесс сжатия воздуха в диаграммах p,v и T,s .

Воздух считать идеальным двухатомным газом с постоянными теплоемкостями c_p и c_v .

Ответ: $W_k = 76,2 \text{ кВт}$.

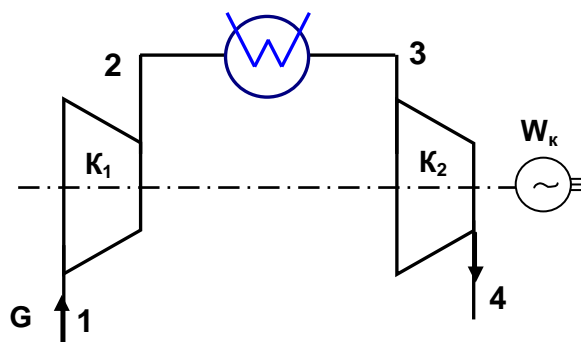


Рис. 9.5. Схема двухступенчатого компрессора с промежуточным изобарным охлаждением воздуха

9.9. В трехступенчатом компрессоре (рис. 9.6) давление воздуха повышается от 1 до 100 бар. Массовая производительность компрессора $G=350 \text{ кг/ч}$. Во всех ступенях сжатие происходит по политропе с показателем $n=1,3$, что обеспечивается охлаждением цилиндров водой с массовым расходом D_1 . В промежуточных охладителях воздух охлаждается до начальной температуры, равной $t_1=t_3=t_5=17 \text{ }^\circ\text{C}$, водой с массовым расходом D_2 . Давления между ступенями компрессоров

выбрать *оптимальными*. Определить теоретическую мощность двигателя, необходимую для привода компрессора, расход охлаждающей воды на каждую ступень компрессора D_1 , на каждый промежуточный охладитель D_2 и общий расход охлаждающей воды $D=3D_1+2D_2$, при повышении ее температуры на $15\text{ }^\circ\text{C}$ в каждом из элементов компрессора. Изобразить процесс сжатия воздуха в диаграмме T,s .

Воздух считать идеальным двухатомным газом с постоянными теплоемкостями c_p и c_v . Изобарную теплоемкость воды считать постоянной и равной $c_p=4,187\text{ кДж}/(\text{кг}\cdot\text{K})$.

Ответ: $W_k=44,8\text{ кВт}$; $D_1=165\text{ кг/ч}$; $D_2=686\text{ кг/ч}$; $D=1867\text{ кг/ч}$.

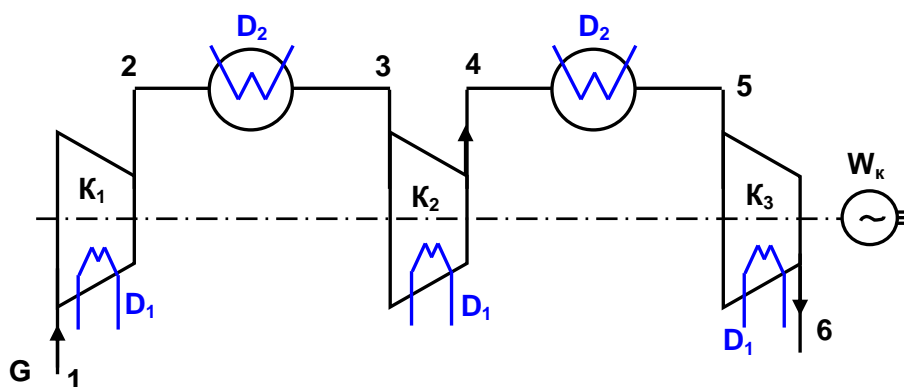


Рис. 9.6. Схема трехступенчатого компрессора с промежуточным изобарным охлаждением воздуха

Указания к задаче 9.9. При термодинамически оптимальном многоступенчатом сжатии в компрессоре получается, что степени повышения давления воздуха во всех ступенях компрессора должны быть одинаковы, что соответствует выражению

$$v_1 = \frac{p_2}{p_1} = v_2 = \frac{p_4}{p_3} = v_3 = \frac{p_6}{p_5} = \sqrt[3]{\frac{p_6}{p_1}}.$$

Для исходных данных задачи и при оптимальной степени повышения давления воздуха в каждой ступени компрессора обратить внимание на процессы в каждой ступени компрессора в T,s - диаграмме, это в три раза сократит расчеты !

9.10. Определить удельную эксергию в потоке для идеального кислорода O_2 ($\mu=32\text{ кг/кмоль}$) при $p=10\text{ бар}$ и $t=300\text{ }^\circ\text{C}$ и параметрах окружающей среды $p_{oc}=1\text{ бар}$, $t_{oc}=20\text{ }^\circ\text{C}$. Кислород считать идеальным газом с постоянной изобарной теплоемкостью.

Ответ: $e=251,1\text{ кДж/кг}$.

9.11. Определить удельную эксергию в потоке для водяного пара при $p=10\text{ бар}$ и $t=300\text{ }^\circ\text{C}$ и параметрах окружающей среды $p_{oc}=1\text{ бар}$,

$t_{oc}=20\text{ }^{\circ}\text{C}$.

Ответ: $e=967\text{ кДж/кг}$.

9.2. Контрольные вопросы

1. Какое принципиальное отличие у работы изменения давления в потоке по сравнению с работой изменения объема газа или жидкости?
2. Напишите расчетные выражения для работы изменения давления в потоке применительно к обратимым и необратимым процессам расширения газа или жидкости.
3. Покажите работу изменения давления в потоке в p,v -, T,s - и h,s - диаграммах для обратимых и необратимых адиабатных процессов расширения идеальных газов.
4. Покажите работу изменения давления в потоке в T,s - и h,s - диаграммах для обратимых и необратимых адиабатных процессов расширения водяного пара.
5. Напишите расчетные выражения для работы изменения давления в потоке применительно к обратимым и необратимым процессам сжатия газа или жидкости.
6. Покажите работу изменения деления в потоке в p,v -, T,s - и h,s - диаграммах для обратимых и необратимых адиабатных процессов сжатия идеальных газов.
7. Покажите работу изменения деления в потоке в T,s - и h,s - диаграммах для обратимых и необратимых адиабатных процессов сжатия воды и водяного пара.
8. Почему сжимать вещество в жидкой его фазе более целесообразно по сравнению со сжатием до того же давления паровой фазы этого вещества ?
9. Напишите расчетные выражения для работы изменения давления в потоке применительно к обратимому процессу сжатия жидкой фазы воды и покажите этот процесс в p,v - диаграмме.
10. Какие коэффициенты характеризуют необратимость в адиабатных процессах расширения и сжатия газов и жидкостей в техниче-

ских устройствах (турбины, компрессоры, насосы и т.д.) ?

11. Какими мероприятиями можно снизить затраты технической работы на осуществление процесса сжатия газа до необходимого давления ?

12. Дайте определение и напишите расчетное выражение для удельной эксергии вещества, находящегося в потоке.

13. Покажите графически величину удельной эксергии вещества в потоке, находящегося в неравновесном состоянии с окружающей средой в h,s - диаграмме.

14. Покажите графически величину потери удельной эксергии вещества, находящегося в потоке, при адиабатном необратимом процессе его расширения в h,s - диаграмме.

15. Покажите графически величину работы возврата теплоты трения вещества, находящегося в потоке, при адиабатном необратимом процессе его расширения в h,s - диаграмме.

16. Поясните преимущество эксергетического метода оценки необратимости адиабатных процессов расширения веществ по сравнению с использованием традиционных методов оценки необратимости в таких процессах через адиабатные коэффициенты.

10. ИСТЕЧЕНИЕ ГАЗА И ПАРА ЧЕРЕЗ СОПЛОВЫЕ КАНАЛЫ

Сопловой канал – устройство для увеличения кинетической энергии потока. В сопловых каналах скорости истечения газа или жидкости велики, а длина канала мала. В таких устройствах (рис.10.1) теплообмен с окружающей средой практически отсутствует, а процесс истечения считается адиабатным ($q=0$). Техническая работа в сопловых каналах не производится $l_T=0$. Первый закон термодинамики (9-1) для обратимого адиабатного процесса истечения вещества в сопловом канале будет иметь вид

$$l_o = h_o - h_k = \frac{c_k^2 - c_o^2}{2}. \quad (10.1)$$

В выражении (10.1) и на рис.10.1 индексом **о** обозначены параметры и скорость на входе в сопло (p_o, t_o, h_o, c_o), а индексом **1** – в выходном сечении сопла (p_k, t_k, h_k, c_k), G – массовый расход газа через сопло.

Из выражения (10.1) можно получить расчетную формулу для скорости на выходе из соплового канала:

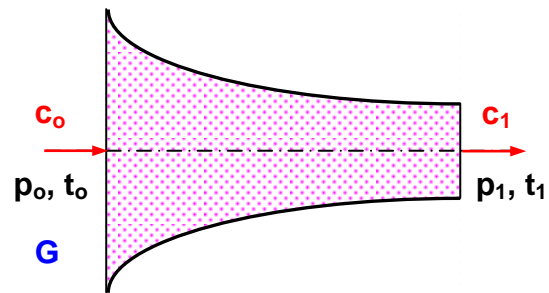


Рис. 10.1. Схема суживающегося соплового канала

$$c_k = \sqrt{2l_o + c_o^2}. \quad (10.2)$$

Работа изменения давления в потоке при обратимом адиабатном истечении через сопло идеального газа от состояния с p_o и v_o до p_1 с показателем адиабаты $k=\text{const}$ рассчитывается по уравнению

$$l_o = \int_{p_o}^{p_k} -v dp = \int_{p_k}^{p_o} v_o \left(\frac{p_o}{p} \right)^k dp = \frac{k}{k-1} p_o v_o \left(1 - \left(\frac{p_k}{p_o} \right)^{\frac{k-1}{k}} \right). \quad (10.3)$$

Для упрощения анализа процесса истечения газа через сопло принимают входную скорость равной нулю ($c_o=0$). При этом допущении скорость в любом сечении сопла определяется выражениями (последнее для идеального газа)

$$c_i = \sqrt{2l_o} = \sqrt{2(h_o - h_i)} = \sqrt{2c_p(T_o - T_i)}. \quad (10.4)$$

Используя выражение (10.3), скорость истечения идеального газа в любом сечении сопла с давлением p_i можно рассчитать по формуле

$$c_i = \sqrt{2 \frac{\kappa}{\kappa - 1} p_o v_o \left(1 - \left(\frac{p_i}{p_o} \right)^{\frac{\kappa - 1}{\kappa}} \right)}. \quad (10.5)$$

Для определения площади поперечного сечения сопла f_i используется уравнение неразрывности потока для этого сечения

$$f_i = \frac{G v_i}{c_i}. \quad (10.6)$$

Определяющей характеристикой процесса истечения вещества через сопло является величина $\varepsilon = p/p_o$ – степень изменения давления газа в сопловом канале. Эта величина сопоставляется с $\varepsilon_{кр} = p_{кр}/p_o$, которая для идеальных газов соответствует выражению

$$\varepsilon_{кр} = \frac{p_{кр}}{p_o} = \left(\frac{2}{\kappa + 1} \right)^{\frac{\kappa}{\kappa - 1}}, \quad (10.7)$$

далее делается вывод о характере истечения и выбирается профиль соплового канала:

если $\varepsilon > \varepsilon_{кр}$ ($p_k > p_{кр}$), сопло должно быть суживающимся, истечение газа докритическое (скорость газа на выходе из сопла меньше скорости звука);

если $\varepsilon < \varepsilon_{кр}$ ($p_k < p_{кр}$), сопло должно быть комбинированным (сопло Лавалья) с расширяющейся частью (рис. 10.2), истечение газа сверхкритическое (скорость газа на выходе из сопла больше скорости звука).

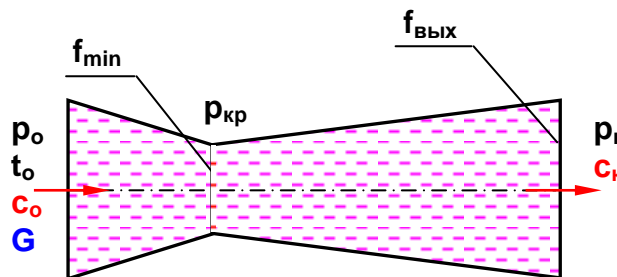


Рис. 10.2. Комбинированное с расширяющейся частью сопло

При существующем сопловом канале, если сопло суживающееся, истечение при $\varepsilon > \varepsilon_{кр}$ докритическое; а при $\varepsilon < \varepsilon_{кр}$ – критическое, расширение газа в сопловом канале идёт только до критического давления ($p_{вых} = p_{кр}$), дальнейшее расширение газа от $p_{кр}$ до давления за соплом p_1 идёт за пределами выходного сечения соплового канала.

Важно отметить, что для суживающегося или комбинированного

сопла при давлении за ним ниже критического ($\varepsilon < \varepsilon_{кр}$) в самом узком сечении сопла устанавливаются критические параметры, и дальнейшее понижение давления за соплом при постоянных начальных параметрах $p_0 = \text{const}$ и $T_0 = \text{const}$ не влияет на массовый расход газа. При этих условиях *расход газа через сопло ограничивается пропускной способностью его самого узкого сечения*:

$$G_{\max} = \frac{f_{\min} c_{кр}}{V_{кр}}, \quad (10.8)$$

критическая скорость истечения газа (пара) равна скорости звука, для идеальных газов она определяется выражениями

$$c_{кр} = \sqrt{\kappa p_{кр} V_{кр}} = \sqrt{\kappa R T_{кр}} = \sqrt{2 \frac{\kappa}{\kappa + 1} p_0 V_0}. \quad (10.9)$$

Особенности расчета процесса истечения через сопло реальных веществ

Показатель адиабаты в процессах истечения реальных веществ через сопловой канал – величина переменная, но необходимая для определения величины $\varepsilon_{кр}$ и критического давления вещества.

Расчет $\varepsilon_{кр}$ для реальных газов и паров ведется методом последовательного приближения. Первоначально принимается давление $p_{кр} = p_A = 0,5 p_0$ (из опыта расчета $\varepsilon_{кр}$ в процессах истечения идеального газа в сопловых каналах), и вблизи точки А, находящейся на пересечении изобары p_A с обратимой адиабатой истечения $s_0 = \text{const}$, определяется показатель адиабаты по параметрам близлежащих точек В и С на этой адиабате (рис. 10.3):

$$\kappa = \frac{\text{Ln} \left(\frac{p_B}{p_C} \right)}{\text{Ln} \left(\frac{V_C}{V_B} \right)}. \quad (10.10)$$

Используя полученное значение κ , по формуле, полученной для идеальных газов, определяется величина $\varepsilon_{кр}$:

$$\varepsilon_{кр} = \left(\frac{2}{\kappa + 1} \right)^{\frac{\kappa}{\kappa - 1}}.$$

Далее определяется новое критическое давление $p_{кр} = \varepsilon_{кр} p_o$, по значению которого заново рассчитываются $\varepsilon_{кр}$ и $p_{кр}$. Эти итерации продолжаются до достижения необходимой степени точности в определении $p_{кр}$ или $\varepsilon_{кр}$. В остальных расчетах процесса истечения реальных веществ через сопло формулы для идеальных газов использовать нельзя.

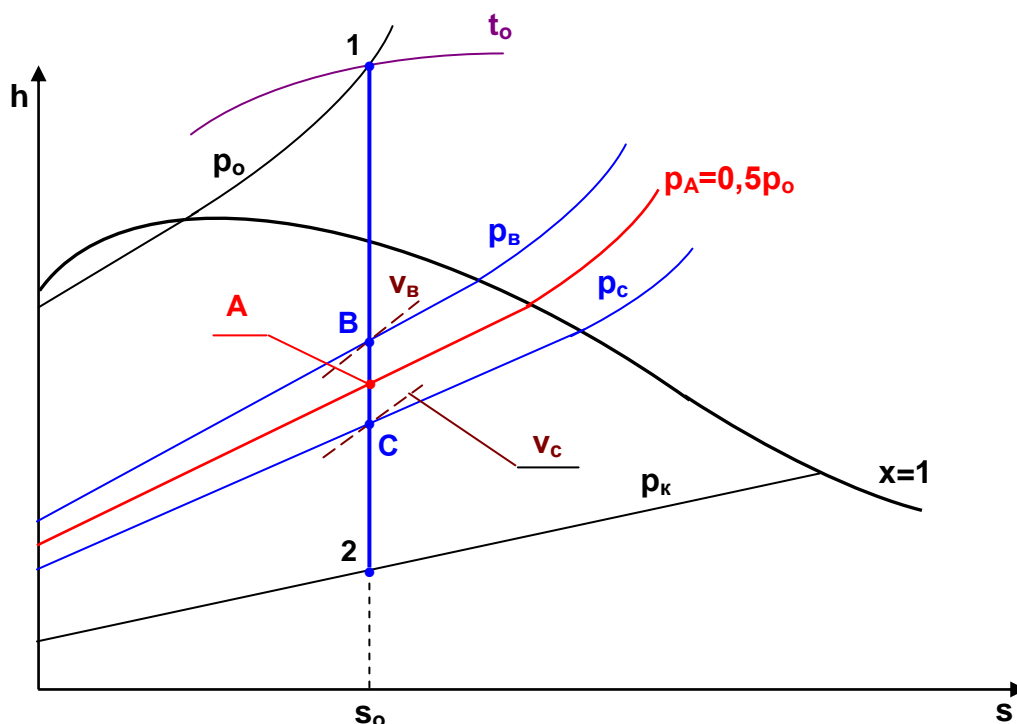


Рис. 10.3. К определению показателя адиабаты и критического давления в процессах истечения водяного пара в сопловых каналах

Скорости и площади сечений канала сопла при истечении реальных веществ рассчитываются с использованием удельных энтальпий и объемов, определяемых по таблицам термодинамических свойств этих веществ:

$$c_i = \sqrt{2(h_o - h_i)} , c_{кр} = \sqrt{2(h_o - h_{кр})} ,$$

$$f_i = \frac{Gv_i}{c_i} , f_{min} = \frac{Gv_{кр}}{c_{кр}} .$$

Обратите внимание, что размерность h в этих формулах – Дж/кг.

Необратимое истечение газов и паров через сопло

Действительный адиабатный процесс истечения газа или пара через сопло всегда связан с трением, следствием которого является

возрастание энтропии, энтальпии и удельного объема вещества в конце процесса (рис. 10.4).

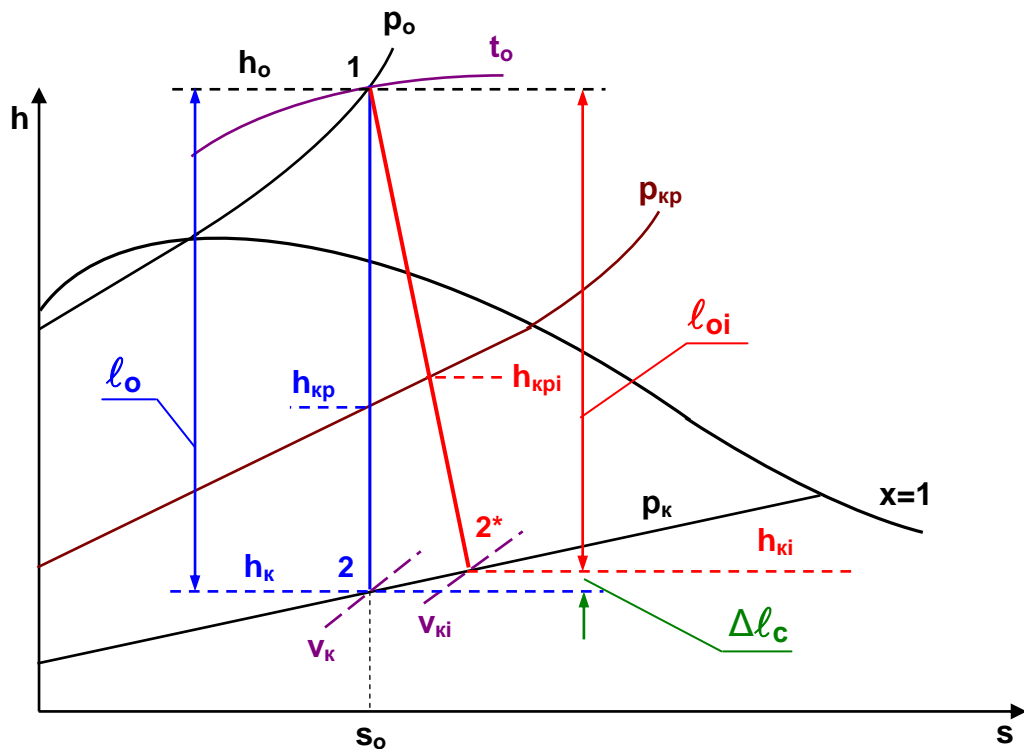


Рис. 10.4. Необратимый (с трением) процесс истечения водяного пара через комбинированное сопло

Потеря работы изменения давления в потоке l_o , обусловленная трением в сопловом канале, обозначается Δl_c , для процесса 1-2 она определяется как

$$\Delta l_c = l_o - l_{oi} = h_{ki} - h_k, \quad (10.11)$$

где l_o – работа изменения давления в потоке идеального процесса истечения (располагаемая работа) водяного пара в сопле;

l_{oi} – работа изменения давления в потоке действительного (с трением) процесса истечения водяного пара в сопле.

Скорости истечения идеального и действительного процессов истечения водяного пара в выходном сечении сопла получаются разные (принято $c_o=0$):

$$c_k = \sqrt{2(h_o - h_k)}, \quad c_{ki} = \sqrt{2(h_o - h_{ki})}.$$

Действительная скорость истечения меньше теоретической, их отношение называется *скоростным коэффициентом сопла* φ :

$$\varphi = \frac{c_{ki}}{c_k}. \quad (10.12)$$

Наравне со скоростным коэффициентом сопла необратимость

процесса истечения в сопловом канале характеризуется *коэффициентом потерь энергии соплового канала* ξ или *адиабатным коэффициентом сопла* η_c :

$$\xi = \frac{\Delta l_c}{l_o} = \frac{h_{ki} - h_k}{h_o - h_k}; \quad (10.13)$$

$$\eta_c = \frac{l_{oi}}{l_o} = \frac{h_o - h_{ki}}{h_o - h_k}. \quad (10.14)$$

Как видно из выражений (10.12) ÷ (10.14), коэффициент потерь, адиабатный и скоростной коэффициенты сопла взаимосвязаны. Зная один, можно определить другой:

$$\eta_c = 1 - \xi = \varphi^2. \quad (10.15)$$

Расчеты необратимого процесса истечения в минимальном сечении сопла аналогичны расчетам выходного сечения сопла.

Для определения действительного расхода газа (пара) в сопловых каналах по параметрам идеального процесса истечения, а также в заводских расчетах проходных сечений сопловых и рабочих решеток проточной части турбины используется *коэффициент расхода* μ – это отношение действительного расхода G_i к теоретическому G :

$$\mu = \frac{G_i}{G}. \quad (10.16)$$

Этот коэффициент определяется экспериментально. При этом он может быть как меньше единицы ($\mu=0,95 - 0,98$) для перегретого пара и газа, так и больше единицы ($\mu \approx 1,02$) для влажного насыщенного пара в конце процесса.

Значение $\mu < 1$ объясняется соотношением скоростей и удельных объемов в выходном сечении сопла f_k для идеального и реального процессов истечения: $c_{ki} < c_k$, $v_{ki} > v_k$. Это видно из выражения коэффициента расхода для данного сечения

$$\mu = \frac{G_i}{G} = \frac{f_k c_{ki} v_k}{v_{ki} f_k c_k} = \frac{c_{ki} v_k}{c_k v_{ki}}.$$

Значение $\mu > 1$ возможно при истечении вещества, сопровождающегося фазовым переходом пара в жидкость, когда образование капель жидкости отстает от снижения давления в сечении канала и соотношение удельных объемов пара в выходном сечении имеет вид $v_{ki} < v_k$.

Процессы торможения. Параметры заторможенного потока

Выражение для работы изменения давления в потоке обратимого процесса истечения газа или пара без теплообмена и совершения технической работы имеет вид

$$d\ell_o = -vdp = cdc,$$

из которого видно, что знаки dc и dp при истечении противоположны. В сопловом канале $dp < 0$, а $dc > 0$. Канал, в котором давление повышается, а скорость уменьшается, называется диффузором. В диффузоре протекает процесс, противоположный процессу соплового канала.

В неподвижном диффузоре (рис. 10.5) происходит процесс торможения потока с преобразованием кинетической энергии потока в потенциальную энергию давления потока без обмена энергией вещества с внешней средой ($q=0$ и $\ell_T=0$). Для этого процесса уравнение первого закона термодинамики будет иметь вид

$$h_1 + \frac{c_1^2}{2} = h_2 + \frac{c_2^2}{2}. \quad (10.17)$$

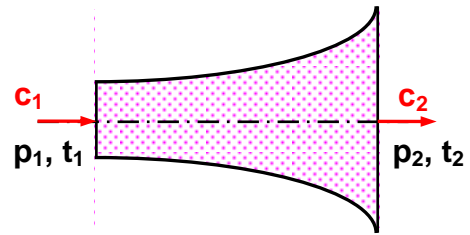


Рис. 10.5. Схема докритического диффузора

Если скорость за диффузором равна нулю ($c_2=0$), то уравнение (10.17) для полностью заторможенного потока будет иметь вид

$$h_1 + \frac{c_1^2}{2} = h_2. \quad (10.18)$$

Процесс полного торможения в диффузоре потока водяного пара в h,s - диаграмме показан на рис. 10.6.

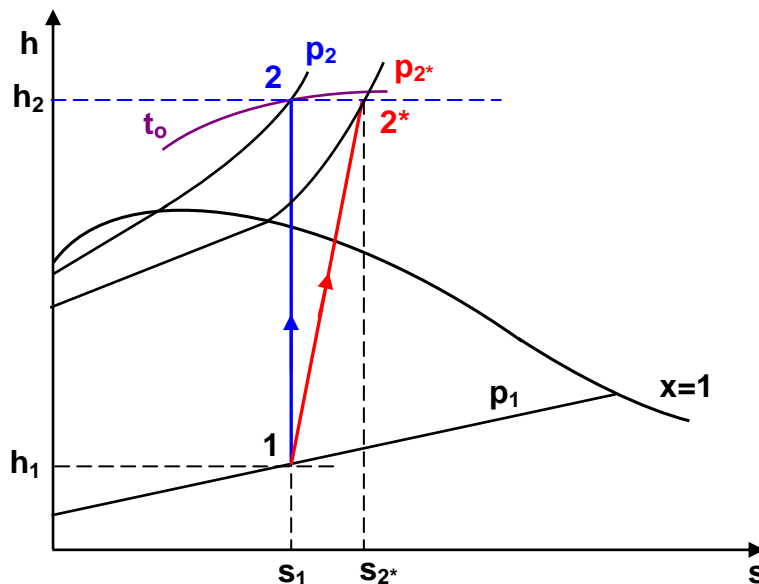


Рис. 10.6. Идеальный 1-2 и действительный 1-2* процессы полного торможения водяного пара в диффузоре в h,s - диаграмме

Численное значение энтальпии h_2 в выражении (10.18) одинаково для обратимого и необратимого процессов полного торможения. Давление пара в конце необратимого процесса полного торможения уменьшается по отношению к конечному давлению в обратимом процессе $p_{2^*} < p_2$ и зависит от степени его необратимости.

В зависимости от устройств, где происходит торможение потока газа или пара, их давление может не только увеличиваться, но оставаться постоянным и даже уменьшаться.

Параметры полностью заторможенного потока имеют большое практическое значение. Для идеального газа с постоянной изобарной теплоемкостью, когда $h_2 - h_1 = c_p(T_2 - T_1)$, можно определить температуру полностью заторможенного потока T_2 , представив выражение (10.18) в виде

$$T_2 = T_1 + \frac{c_1^2}{2c_p}. \quad (10.19)$$

При измерении температуры потока газа (рис.10.7), датчик, помещенный в движущуюся среду, измеряет температуру полностью заторможенного потока t^* , и для определения действительного значения температуры t необходимо учесть кинетическую составляющую потока.

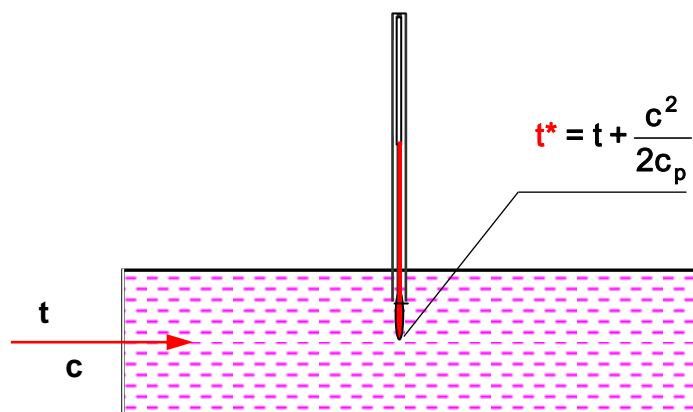


Рис. 10.7. Схема измерения температуры потока газа в трубе

Параметры полностью заторможенного потока используются при расчете сопловых каналов с начальной скоростью больше нуля.

Методика расчета соплового канала при истечении через него газа или пара с начальной скоростью больше нуля

Все ранее полученные зависимости для истечения через сопло газа (пара) были получены при начальной скорости потока $c_0=0$. Для того чтобы можно было ими пользоваться при $c_0>0$, начальные параметры газа (пара) приводят к параметрам полностью изоэнтропно ($s=\text{const}$) заторможенного потока (рис. 10.8).

10.1. Задачи

Пример решения задачи:

10.1. Через сопло происходит истечение двуокиси углерода CO_2 . Задано: расход газа $G=1$ кг/с, давление перед соплом $p_0=5$ бар, начальная температура $t_0=400$ °С, давление за соплом $p_k=1$ бар.

Выбрать профиль соплового канала и определить площади его характерных сечений.

Газ считать идеальным с постоянным коэффициентом Пуассона.

Расчет произвести для трех случаев:

- 1) считая процесс истечения обратимым, а начальную скорость равной нулю $c_0=0$;
- 2) считая процесс истечения обратимым, а начальную скорость равной $c_0=200$ м/с;
- 3) считая процесс истечения необратимым с $\eta_c=0,9$, а начальную скорость равной $c_0=200$ м/с.

Решение

1. Расчет соплового канала при обратимом процессе истечения газа с начальной скоростью $c_0=0$.

Определяем характер истечения газа и вид соплового канала, сопоставляя $\varepsilon_{кр}$ и ε при коэффициенте Пуассона CO_2 $k=1,333$:

$$\varepsilon_{кр} = \frac{p_{кр}}{p_0} = \left(\frac{2}{k+1} \right)^{\frac{k}{k-1}} = \left(\frac{2}{1,333+1} \right)^{\frac{1,333}{1,333-1}} = 0,54 > \varepsilon = \frac{p_k}{p_0} = \frac{1}{5} = 0,2,$$

следовательно, истечение сверхкритическое и сопло должно быть комбинированным с расширяющейся частью. Схема соплового канала и процесс расширения газа в нем показаны на рис. 10.9.

Выполняем расчет минимального сечения сопла.

Первоначально определяем давление, температуру и удельный объем газа в этом сечении :

$$p_{кр} = \varepsilon_{кр} \cdot p_0 = 0,54 \cdot 5 = 2,7 \text{ бар};$$

$$T_{кр} = T_0 \left(\frac{p_{кр}}{p_0} \right)^{\frac{k-1}{k}} = T_0 (\varepsilon_{кр})^{\frac{k-1}{k}} = 673,15 \cdot (0,54)^{\frac{1,333-1}{1,333}} = 577 \text{ К};$$

$$v_{кр} = \frac{R \cdot T_{кр}}{p_{кр}} = \frac{8314 \cdot 577}{44 \cdot 2,7 \cdot 10^5} = 0,404 \text{ м}^3/\text{кг};$$

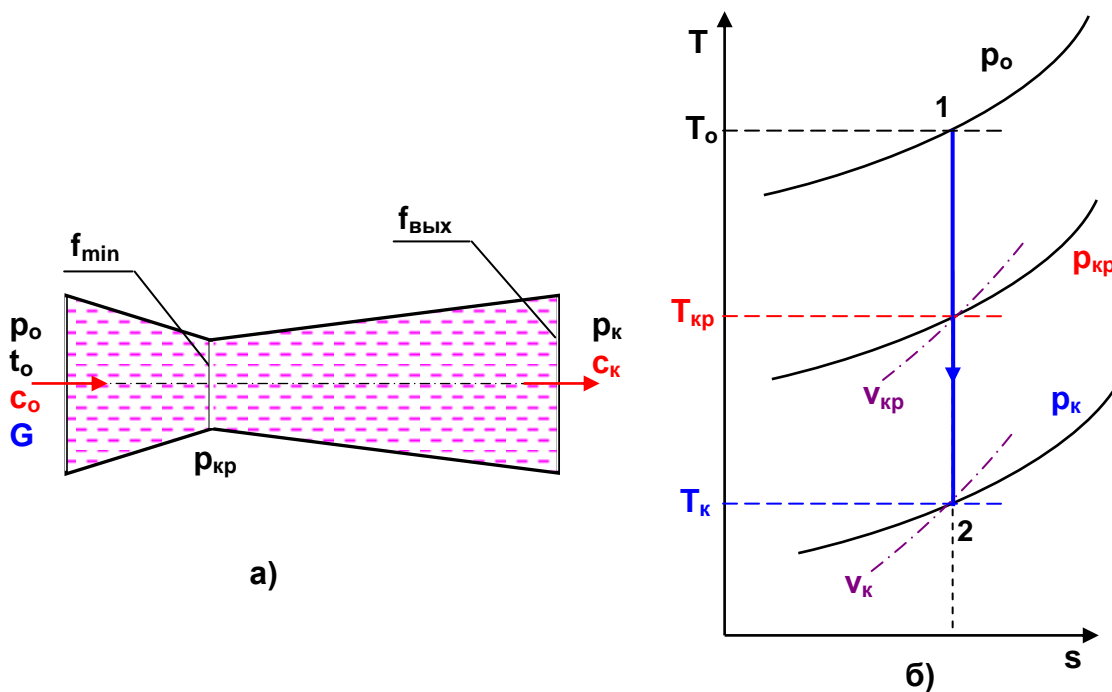


Рис. 10.9. К расчету комбинированного с расширяющейся частью сопла: а – схема сопла, б – процесс расширения газа в сопловом канале в T,s- диаграмме

далее рассчитываем по одной из нижеприведенных формул критическую скорость (она же скорость звука в этом сечении):

$$c_{кр} = \sqrt{2 \cdot c_p \cdot (T_0 - T_{кр})} = \sqrt{2 \frac{\kappa}{\kappa + 1} p_0 v_0} = \sqrt{\kappa p_{кр} v_{кр}} = \sqrt{\kappa R T_{кр}} =$$

$$= \sqrt{\frac{1,333 \cdot 8314 \cdot 577}{44}} = 381 \text{ м/с},$$

и площадь минимального сечения соплового канала:

$$f_{min} = \frac{G \cdot v_{кр}}{c_{кр}} = \frac{1 \cdot 0,404}{381} = 1,06 \cdot 10^{-3} \text{ м}^2.$$

Аналогично вышеизложенному определяем параметры газа в выходном сечении сопла и рассчитываем скорость и площадь этого сечения :

$$T_k = T_0 \left(\frac{p_k}{p_0} \right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} = 673,15 \cdot \left(\frac{1}{5} \right)^{\frac{1,333-1}{1,333}} = 450,3 \text{ К};$$

$$v_k = \frac{R \cdot T_k}{p_k} = \frac{8314 \cdot 450,3}{44 \cdot 1 \cdot 10^5} = 0,851 \text{ м}^3/\text{кг};$$

$$c_p = \frac{8314 \cdot 8}{2 \cdot 44} = 755,8 \text{ Дж/(кг·К)};$$

$$c_k = \sqrt{2 \cdot c_p \cdot (T_o - T_k)} = \sqrt{2 \cdot 755,8 \cdot (673,15 - 450,3)} = 580,4 \text{ м/с};$$

$$f_{\text{ВЫХ}} = \frac{G \cdot v_k}{c_k} = \frac{1 \cdot 0,851}{480,4} = 1,77 \cdot 10^{-3} \text{ м}^2.$$

2. Расчет соплового канала при обратимом процессе истечения газа с начальной скоростью $c_o=200$ м/с (рис. 10.10).

Сперва определяем параметры полностью изэнтропно заторможенного потока газа на входе в сопло T_o^* и p_o^* :

$$T_o^* = T_o + \frac{c_o^2}{2c_p} = 673,15 + \frac{200^2}{2 \cdot 755,8} = 699,6 \text{ К};$$

$$p_o^* = p_o \left(\frac{T_o}{T_o^*} \right)^{\frac{\kappa}{1-\kappa}} = 5 \cdot \left(\frac{673,15}{699,6} \right)^{\frac{1,333}{1-1,333}} = 5,83 \text{ бар}.$$

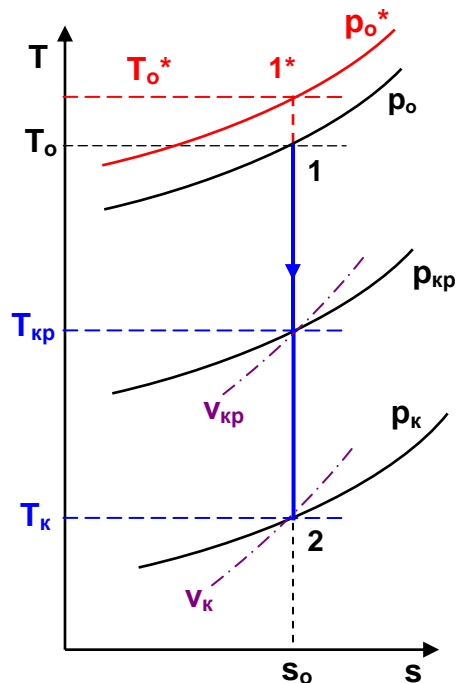


Рис. 10.10. К расчету обратимого адиабатного процесса истечения газа в комбинированном сопловом канале при $c_o > 0$

Далее определяем критическое давление, характер истечения газа в сопловом канале и профиль соплового канала:

$p_{kp} = \epsilon_{kp} \cdot p_o^* = 0,54 \cdot 5,83 = 3,15$ бар, $p_{kp} > p_k$, следовательно, истечение газа сверхкритическое и сопло должно быть комбинированным.

Последующий расчет выполняется аналогично расчету сопла при $c_o=0$, но только относительно состояния заторможенного потока газа (точка 1* рис. 10.10).

Выполняем расчет минимального сечения сопла, определяя параметры, скорость и площадь этого сечения:

$$T_{кр} = T_o^* \left(\frac{p_{кр}}{p_o^*} \right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} = T_o^* (\varepsilon_{кр})^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} = 699,6 \cdot (0,54)^{\frac{1,333-1}{1,333}} = 599,8 \text{ К};$$

$$v_{кр} = \frac{R \cdot T_{кр}}{p_{кр}} = \frac{8314 \cdot 599,8}{44 \cdot 3,15 \cdot 10^5} = 0,34 \text{ м}^3/\text{кг};$$

$$c_{кр} = \sqrt{2 \cdot c_p \cdot (T_o^* - T_{кр})} = \sqrt{2 \cdot 755,8 \cdot (699,6 - 599,8)} = 388,4 \text{ м/с};$$

$$f_{\min} = \frac{G \cdot v_{кр}}{c_{кр}} = \frac{1 \cdot 0,34}{388,4} = 0,875 \cdot 10^{-3} \text{ м}^2.$$

Выполняем расчет выходного сечения сопла, определяя параметры, скорость и площадь этого сечения:

$$T_K = T_o^* \left(\frac{p_K}{p_o^*} \right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} = 699,6 \cdot \left(\frac{1}{5,83} \right)^{\frac{1,333-1}{1,333}} = 450,4 \text{ К};$$

$$v_K = \frac{R \cdot T_K}{p_K} = \frac{8314 \cdot 450,4}{44 \cdot 1 \cdot 10^5} = 0,851 \text{ м}^3/\text{кг};$$

$$c_K = \sqrt{2 \cdot c_p \cdot (T_o^* - T_K)} = \sqrt{2 \cdot 755,8 \cdot (699,6 - 450,4)} = 613,8 \text{ м/с};$$

$$f_{\text{вых}} = \frac{G \cdot v_K}{c_K} = \frac{1 \cdot 0,851}{613,8} = 1,39 \cdot 10^{-3} \text{ м}^2.$$

3. Расчет соплового канала при необратимом процессе истечения газа с начальной скоростью $c_o=200$ м/с и $\eta_c=0,9$ (рис.10.11).

В данном расчете используются параметры предыдущего идеального процесса истечения.

Первоначально определяем действительные температуры в минимальном и выходном сечениях сопла:

$$T_{кр1} = T_o - \eta_c(T_o - T_{кр}) = 673 - 0,9 \cdot (673 - 599,8) = 607,1 \text{ К};$$

10.2. Определить работу изменения давления потока газа ℓ_o при истечении его через сопло с $c_o=0$ и выходной скоростью газа 500 м/с.

Ответ: $\ell_o=125$ кДж/кг.

10.3. Теоретическая работа изменения давления потока газа при истечении его с $c_o=0$ через сопло равна $\ell_o=100$ ккал/кг. Определить скорости газа на выходе из сопла c_1 и c_{1i} для обратимого и необратимого с $\varphi=0,95$ процессов адиабатного истечения газа.

Ответ: $c_k=915$ м/с, $c_{ki}=869,3$ м/с.

10.4. Воздух с одинаковой начальной температурой t_o и $c_o=0$ при истечении через сопло расширяется от давления p_o до давления p_k . В каком из указанных случаев скорость газа на выходе из сопла будет максимальной и какое сопло при этом должно быть?

а) $p_o=10$ бар, $p_k=5$ бар;

б) $p_o=50$ бар, $p_k=10$ бар;

в) $p_o=8$ бар, $p_k=2$ бар.

Ответ: б) ; комбинированное сопло Лавалья.

10.5. Определить массовый секундный расход кислорода O_2 через суживающееся круглое сопло с диаметром выходного сечения 10 мм при параметрах газа на входе в сопло $p_o=1,8$ бар, $t_o=300$ °С, а за соплом – $p_k=1$ бар. Истечение считать обратимым адиабатным со скоростью газа на входе в сопло, равной нулю. Кислород считать идеальным газом с постоянным коэффициентом Пуассона.

Ответ: $G=0,025$ кг/с.

10.6. Водяной пар с начальными параметрами $p_o=20$ бар и $t_o=300$ °С и $c_o=0$ обратимо адиабатно расширяется через суживающееся сопло в среду с давлением 1 бар. Расход пара через сопло составляет 5 кг/с. Определить работу ℓ_o , скорость и площадь в выходном сечении сопла, рассчитав величину $\varepsilon_{кр}$ для данного процесса истечения водяного пара.

Ответ; $\varepsilon_{кр}=0,539$, $\ell_o=140$ кДж/кг, $c_k=529$ м/с, $f_{вых}=1,9 \cdot 10^{-3}$ м².

10.7. Водяной пар обратимо адиабатно расширяется при истечении через комбинированное сопло от $p_o=50$ бар, $t_o=330$ °С и $c_o=0$ до давления в выходном сечении сопла $p_k=5$ бар. Площадь выходного сечения сопла $f_{вых}=20$ см². Определить ℓ_o , G , f_{min} . Принять $\varepsilon_{кр}=0,546$.

Ответ: $\ell_o=461,3$ кДж/кг, $G=5,65$ кг/с, $f_{min}=8,48 \cdot 10^{-4}$ м².

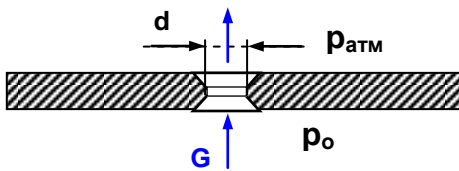


Рис. 10.12. К задаче 10.8

10.8. Через круглое отверстие со скругленными кромками и минимальным диаметром $d=10$ мм происходит идеальное адиабатное истечение водяного пара (рис.10.12) при $p_o=10$ бар, $t_o=350$ °С, $c_o=0$ в атмосферу с $p_{атм}=1$ бар. Определить расход пара через отверстие. Принять $\varepsilon_{кр}=0,546$.

Ответ: $G=9,8 \cdot 10^{-2}$ кг/с.

10.9. Истечение идеального азота N_2 через суживающееся сопло происходит от $p_o=3$ бар до температуры $t_k=20$ °С (на выходе из сопла) в среду с давлением 1 бар. Считая процесс истечения идеальным адиабатным при $c_o=0$, определить скорость газа на выходе из соплового канала c_k и начальную температуру t_o .

Ответ: $c_k=349$ м/с, $t_o=78,5$ °С.

10.10. Через комбинированное круглое сопло реактивного двигателя происходит истечение продуктов сгорания топлива, имеющих свойства идеального газа с $\mu=29$ кг/кмоль и $k=c_p/c_v=1,35$. Определить размеры сопла: минимальный и выходной диаметры, длину расширяющейся части (L) и температуру газа в выходном сечении, считая истечение идеальным адиабатным.

Задано: секундный расход газа $G=0,5$ кг/с, $c_o=0$, начальные параметры: $p_o=7$ бар, $t_o=947$ °С, конечное давление $p_k=0,8$ бар; угол расширения выходной части сопла $\gamma=10^\circ$.

Ответ: $d_{min}=28,2$ мм; $d_{вых}=38,4$ мм; $L=58,3$ мм; $T_{вых}=695$ К.

10.11. Воздух ($\mu=28,96$ кг/кмоль) при $p_o=10$ бар, $t_o=300$ °С и $c_o=0$ адиабатно расширяется через комбинированное сопло в среду с давлением $p_k=1$ бар. Расход воздуха через сопло $G=4$ кг/с.

Определить: а) l_o , $c_{кр}$, c_k , f_{min} , $f_{вых}$ для теоретического и б) l_{oi} , $c_{кри}$, c_{ki} , f_{mini} , $f_{выхи}$ для действительного с $\xi=0,1$ процессов истечения воздуха. Воздух считать идеальным двухатомным газом с $k=const$.

Ответ: а) $l_o=276$ кДж/кг, $c_{кр}=437$ м/с, $c_k=743$ м/с,

$$f_{min}=2,4 \cdot 10^{-3} \text{ м}^2, f_{вых}=4,6 \cdot 10^{-3} \text{ м}^2;$$

$$\text{б) } l_{oi}=248 \text{ кДж/кг, } c_{кри}=415 \text{ м/с, } c_{ki}=705 \text{ м/с,}$$

$$f_{mini}=2,6 \cdot 10^{-3} \text{ м}^2, f_{выхи}=5,3 \cdot 10^{-3} \text{ м}^2.$$

10.12. Водяной пар поступает в сопло при $p_o=30$ бар и $t_o=350$ °С и адиабатно расширяется при истечении через комбинированное сопло в среду с давлением 0,1 бар. Пренебрегая начальной скоростью истечения, определить площади минимального и выходного сечений сопла для обратимого и необратимого процессов истечения. Расход

пара через сопло равен 500 кг/ч. Скоростной коэффициент сопла $\varphi=0,95$. Принять $\varepsilon_{кр}=0,546$. Изобразить процессы в диаграмме h,s и показать графически величины l_o и l_{oi} .

Ответ: $f_{\min}=36,6 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2$, $f_{\text{вых}}=1184 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2$;
 $f_{\min i}=39 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2$, $f_{\text{вых}i}=1306 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2$.

10.13. Водяной пар с $p_o=3,5$ бар, $t_o=400$ °С, $c_o=0$ поступает в комбинированное сопло и адиабатно расширяется до $p_k=0,3$ бар. Определить: работы l_o и l_{oi} , удельные объемы, скорости и площади в минимальном и выходном сечениях сопла для обратимого и необратимого процессов истечения. Расход пара через сопло $G=1$ кг/с. Скоростной коэффициент сопла $\varphi=0,95$. Изобразить процессы истечения пара в h,s - диаграмме и показать графически величины l_o и l_{oi} . Принять $\varepsilon_{кр}=0,546$.

Ответ: $l_o=576$ кДж/кг; $l_{oi}=520$ кДж/кг;
 $v_{кр}=1,42 \text{ м}^3/\text{кг}$, $v_{кр i}=1,44 \text{ м}^3/\text{кг}$;
 $v_k=5,9 \text{ м}^3/\text{кг}$, $v_{ki}=6,2 \text{ м}^3/\text{кг}$;
 $c_{кр}=583 \text{ м/с}$, $c_{кр i}=554 \text{ м/с}$;
 $c_k=1079 \text{ м/с}$, $c_{ki}=1025 \text{ м/с}$;
 $f_{\min}=2,48 \cdot 10^{-3} \text{ м}^2$, $f_{\text{вых}}=5,47 \cdot 10^{-3} \text{ м}^2$;
 $f_{\min i}=2,57 \cdot 10^{-3} \text{ м}^2$, $f_{\text{вых}i}=6,075 \cdot 10^{-3} \text{ м}^2$.

10.14. Водяной пар с $p_o=20$ бар, $t_o=380$ °С, $c_o=0$ м/с адиабатно расширяется через *суживающееся сопло* в среду с давлением 1 бар. Расход пара через сопло $G=10$ кг/с. Определить площадь выходного сечения сопла $f_{\text{вых}i}$, если коэффициент потерь сопла $\xi=0,1$. Принять $\varepsilon_{кр}=0,546$.

Ответ: $f_{\text{вых}i}=0,0044 \text{ м}^2$.

10.15. Воздух с параметрами $p_1=1$ бар и $t_1=10$ °С тормозится в диффузоре от критической скорости $c_1=c_{кр}$ до скорости $c_2=100$ м/с. Определить параметры воздуха (p_2 , t_2) на выходе из диффузора, считая его идеальным двухатомным газом с $k=\text{const}$, а процесс торможения обратимым – адиабатным. Определить также параметры полностью заторможенного потока в диффузоре p^*_2 , t^*_2 при $c_2=0$ м/с.

Ответ: $p_2 = 1,8$ бар, $t_2 = 61,6$ °С;
 $p^*_2 = 1,9$ бар, $t^*_2 = 66,5$ °С.

10.16. Определить температуру и давление полностью заторможенного потока водяного пара на выходе из диффузора, если на входе в диффузор пар имеет $p_1=1$ бар, $t_1=120$ °С, $c_1=400$ м/с. Процесс торможения считать обратимым адиабатным.

Ответ: $t_1^*=162$ °С, $p_1^*=1,5$ бар.

10.17. По паропроводу движется водяной пар со скоростью 300 м/с.

Давление пара 15 бар. Термометр, помещенный в поток пара, показывает 350 °С. Определить температуру пара в паропроводе.

Ответ: $t=330$ °С.

10.18. Определить давление полностью заторможенного потока водяного пара на выходе из диффузора, если на входе в диффузор пар имеет $p_1=1$ бар, $t_1=120$ °С, $c_1=978$ м/с. Процесс торможения считать обратимым адиабатным.

Ответ: $p_2=8$ бар.

10.19. Определить, какие давление и температура идеального кислорода O_2 ($\kappa=\text{const}$) должны быть на выходе из суживающегося сопла, если на входе в сопло газ имеет $p_o=10$ бар, $t_o=500$ °С, $c_o=200$ м/с, а скорость газа на выходе из сопла равна скорости звука. Процесс истечения газа считать обратимым адиабатным.

Ответ: $p_k=5,81$ бар, $t_k=388$ °С.

10.20. Водяной пар поступает в комбинированное сопло при $p_o=22$ бар, $t_o=450$ °С с начальной скоростью $c_o=220$ м/с и обратимо адиабатно расширяется до давления 6 бар. Определить выходную скорость c_k .

Ответ: $c_k=884$ м/с.

10.21. Определить площадь выходного сечения при истечении азота (N_2) через суживающееся сопло, если $p_o=10$ бар, $t_o=500$ °С, $c_o=0$, а $c_1=200$ м/с, $G=50$ кг/с. Процесс истечения считать обратимым адиабатным, а азот – идеальным газом с постоянными теплоемкостями c_p и c_v .

Ответ: $f_{\text{вых}}=0,0611$ м².

10.22. Водяной пар поступает в сопло при $p_o=20$ бар и $t_o=400$ °С с начальной скоростью $c_o=200$ м/с и адиабатно расширяется при истечении через сопло до давления 5 бар. Определить скорость истечения в минимальном и выходном сечениях сопла, если коэффициент потерь сопла $\xi=0,1$. Принять $\varepsilon_{кр}=0,546$.

Ответ: $p_{кр}=11,7$ бар, $c_{кри}=567$ м/с, $c_{ки}=829$ м/с.

10.23. Через комбинированное с расширяющейся частью сопло происходит истечение кислорода (O_2) с $p_o=3$ бар, $t_o=250$ °С, $c_o=170$ м/с в область с давлением 1 бар. Расход газа $G=2$ кг/с, коэффициент потерь сопла $\xi=0,12$.

Определить температуру газа в минимальном и выходном сечениях сопла и площади минимального и выходного сечений сопла. Считать кислород идеальным газом с постоянными теплоемкостями c_p и c_v .

Ответ: $p_{кр}=1,76$ бар, $T_{кри}=458$ К, $T_{ки}=399$ К, $f_{\text{мин}}=35,2$ см², $f_{\text{вых}}=41,1$ см².

10.2. Контрольные вопросы

1. Для чего используются сопловые каналы ?
2. Какую величину используют для оценки характера истечения газа (пара) в сопловом канале и для выбора профиля его сечения ?
3. При каких условиях профиль соплового канала должен быть суживающимся и почему ?
4. При каких условиях профиль соплового канала должен быть комбинированным с расширяющейся частью и почему ?
5. Чему равна скорость идеального истечения газа в минимальном сечении комбинированного сопла с расширяющейся частью при $p_{кр} > p_k$?
6. Какие условия определяют максимальный массовый расход газа через любой сопловой канал ?
7. Что необходимо сделать для того, чтобы увеличить расход газа через существующий сопловой канал, не изменяя его размеры ?
8. Какие имеются особенности расчета адиабатного процесса истечения водяного пара через сопловой канал по отношению к аналогичному процессу истечения идеального газа ?
9. Какие коэффициенты характеризуют необратимость реального адиабатного процесса истечения газа (пара) через сопловой канал ?
10. Может ли быть больше единицы коэффициент расхода сопла, если может, то объясните, чем это вызвано ?
11. Как изменяются параметры газа и скорость в процессе его торможения в диффузоре и на плоскости ?
12. Как изменяются давление газа и энтальпия в конце процесса полного его торможения в диффузоре в необратимом процессе по сравнению с аналогичным обратимым процессом ?
13. Какую температуру показывает термометр, установленный в канале с движущимся газом ?
14. Для чего используются параметры полностью заторможенного потока при расчете процесса истечения газа через сопловой канал с начальной скоростью больше нуля ?
15. Как рассчитать давление в минимальном сечении комбинированного сопла при истечения через него газа с начальной скоростью газа на входе в сопло больше нуля ?

11. ДРОССЕЛИРОВАНИЕ ГАЗОВ, ПАРОВ И ЖИДКОСТЕЙ

Дросселированием называется необратимый процесс снижения давления потока вещества, без совершения им технической работы и без изменения его кинетической энергии видимого движения (скорости). Необратимость таких процессов вызвана наличием местных препятствий на пути движения потока: регулирующие вентили, задвижки, диафрагмы и т.п..

Поскольку процесс дросселирования быстротечен, его считают адиабатным $q=0$. В процессе газом не совершается технической работы $\ell_T=0$ и нет изменения скорости потока $c_1=c_2$. Исходя из вышеизложенного уравнение первого закона термодинамики (9-1) для процесса дросселирования будет иметь вид

$$h_1 = h_2. \quad (11.1)$$

Таким образом, в результате адиабатного процесса дросселирования энтальпия вещества в начале и конце процесса одинакова. При этом необходимо отметить, что это не *изоэнтальпный* процесс. Энтальпия вещества при дросселировании в промежуточных состояниях этого процесса изменяется, но результат дросселирования не зависит даже от того, за счёт чего оно происходит, вызвано ли оно клапаном, диафрагмой, пористой перегородкой и т.п.

Потерю эксергии в этом процессе можно рассчитать по известной формуле Гюи–Стодолы [2, 3]

$$\nabla e = e_1 - e_2 = T_{oc} \Delta s_c,$$

где $\Delta s_c = (s_2 - s_1)$, т.к. процесс дросселирования адиабатный, то изменение энтропии системы равно изменению энтропии самого вещества.

Энтальпия идеального газа является функцией только температуры. Так как энтальпия в результате адиабатного дросселирования не изменяется, не изменяется и температура идеального газа в этом процессе. Поэтому для идеальных газов можно воспользоваться изотермическим процессом при определении параметров в начале и конце процесса дросселирования:

$$t_2 = t_1; \quad p_2 v_2 = p_1 v_1; \quad s_2 - s_1 = R \ln \frac{p_1}{p_2} = R \ln \frac{v_2}{v_1}.$$

Иначе обстоит дело при дросселировании реальных газов и паров. На рис. 11.1 представлены состояния водяного пара в процессах дросселирования в области параметров $h_1 < h''_{max}$.

Точками 1, 2, 3, 4, 5 обозначены возможные начальные и конечные состояния пара при дросселировании. Последовательно дросселируя перегретый пар от состояния точки 1 с давлением p_1 до состоя-

ния точек 2, 3, 4, 5, получаем сухой насыщенный пар с p_2 (точка 2), влажный насыщенный с p_3 (точка 3), снова сухой насыщенный пар с p_4 (точка 4) и снова перегретый пар с p_5 (точка 5). Все эти процессы дросселирования сопровождаются снижением температуры пара. В случае если $h_1 > h''_{\max}$, при тех же давлениях $p_1 - p_5$, процесс дросселирования будет идти только в области перегретого пара. При дросселировании реальных веществ может наблюдаться не только понижение температуры, но и повышение и постоянство её.

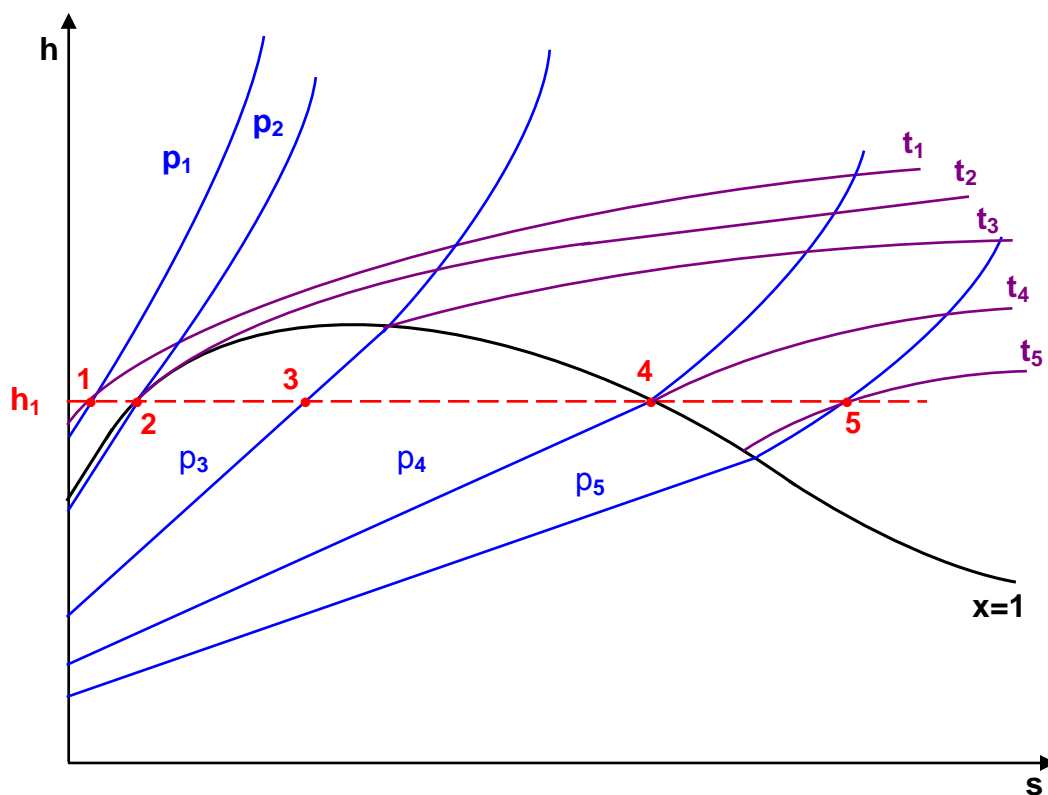


Рис. 11.1. Процессы дросселирование водяного пара в h,s - диаграмме

11.1. Задачи

Пример решения задачи:

11.1. При адиабатном дросселировании идеального кислорода с начальной температурой 70°C его давление изменяется от $p_1=10$ бар до $p_2=1$ бар. Расход газа 10 кг/с. Определить относительное увеличение удельного объема кислорода в конце процесса v_2/v_1 , изменение энтропии системы и потерю эксергии газа за счет необратимости процесса его дросселирования при $t_{oc}=20^\circ\text{C}$.

Решение

Определение изменения объема и энтропии кислорода при дросселировании можно выполнить по формулам изотермического процес-

са идеального газа, т.к. при $h_2=h_1$ для идеального газа $T_2=T_1$

$$\frac{v_2}{v_1} = \frac{p_1}{p_2} = \frac{10}{1} = 10 \rightarrow v_2 = 10 \cdot v_1 ;$$

$$s_2 - s_1 = R \ln \frac{p_1}{p_2} = \frac{8314}{32} \ln \frac{10}{1} = 598,2 \frac{\text{Дж}}{\text{кг} \cdot \text{К}} .$$

Процесс дросселирования адиабатный, следовательно, изменение энтропии системы равно изменению энтропии самого вещества, а потерю эксергии в этом процессе можно рассчитать по универсальной формуле Гюи–Стодолы

$$\nabla E = G \cdot T_{\text{ос}} \cdot \Delta s_c = 10 \cdot 293,15 \cdot 0,5982 = 1753,6 \text{ кВт} .$$

11.2. Водяной пар при $p_1=100$ бар и $x_1=0,65$ адиабатно дросселируется до $p_2=2$ бар. Определить параметры пара после дросселирования t_2, v_2, h_2, s_2 .

Ответ: $t_2=120$ °С, $v_2=0,71$ м³/кг, $h_2=2264$ кДж/кг, $s_2=6$ кДж/(кг·К).

11.3. Водяной пар при $p_1=50$ бар и $x_1=0,6$ адиабатно дросселируется до давления $p_2=1$ бар. Определить параметры пара после дросселирования: t_2, v_2, s_2 , и изменение его удельной внутренней энергии. Изобразить условный процесс дросселирования в диаграммах T, s и h, s .

Ответ: $t_2=99,61$ °С, $v_2=1,3$ м³/кг, $s_2=5,9$ кДж/(кг·К), $\Delta u=-9,5$ кДж/кг.

11.4. В процессе адиабатного дросселирования водяной пар имеет параметры: $p_2=0,1$ бар, $x_2=0,61$. Определить начальное фазовое состояние H_2O и его температуру, если начальное давление составляет: а) $p_1=100$ бар; б) $p_1=200$ бар.

Ответ: а) влажный насыщенный пар $x_1=0,184$, $t_1=311$ °С;

б) вода, $t_1=350,6$ °С.

11.5. Водяной пар при $p_1=30$ бар и $x_1=0,95$ адиабатно дросселируется до состояния сухого насыщенного пара ($x_2=1$). Определить конечные параметры пара p_2, t_2, v_2 , изменение его температуры и внутренней энергии $\Delta t, \Delta u$. Изобразить условный процесс дросселирования в p, v - и T, s - диаграммах.

Ответ: $p_2=2,35$ бар, $t_2=125,4$ °С, $v_2=0,762$ м³/кг,

$\Delta t=108,5$ °С, $\Delta u=11,2$ кДж/кг.

11.6. Определить потерю удельной работы изменения давления потока водяного пара $\Delta \ell_0$, вызванную процессом его дросселирования в регулирующем вентиле, установленном перед соплом, от параметров $p_1=20$ бар и $t_1=300$ °С до $p_2=10$ бар, если за вентилем пар обра-

тимо адиабатно расширяется в сопловом канале до давления $p_3=0,05$ бар.

Ответ: $\Delta l_o=-94,2$ кДж/кг.

11.7. При адиабатном дросселировании 1 кг азота (N_2) с начальной температурой 100 °С его давление изменяется от $p_1=5$ бар до $p_2=1$ бар. Считая азот идеальным газом с постоянной изобарной теплоемкостью, определить увеличение энтропии системы и потерю эксергии за счет необратимости процесса его дросселирования. Температура окружающей среды $t_{oc}=20$ °С.

Ответ: $\Delta S_c=0,478$ кДж/К, $\nabla E=140$ кДж.

11.8. Определить удельную эксергию в начале и конце процесса дросселирования потока водяного пара в регулирующем клапане паровой турбины от $p_1=10$ бар и $t_1=350$ °С до $p_2=6$ бар. Параметры окружающей среды $p_{oc}=1$ бар и $t_{oc}=20$ °С.

Ответ: $e_1=1017$ кДж/кг, $e_2=950$ кДж/кг.

11.9. Идеальный азот (N_2 , $c_p=const$) с параметрами $p_1=10$ бар и $t_1=200$ °С адиабатно дросселируется до увеличения его удельного объема в два раза. Определить удельную эксергию газа до и после дросселирования, увеличение удельной (на 1 кг газа) энтропии системы и потерю удельной эксергии газа за счет необратимости процесса. Параметры внешней среды $p_{oc}=1$ бар, $t_{oc}=20$ °С.

Ответ: $e_1=241$ кДж/кг, $e_2=181$ кДж/кг,
 $\Delta s_c=0,206$ кДж/(кг·К), $\nabla e=60$ кДж/кг.

11.10. В регулирующем клапане паровой турбины (рис. 11.2) водяной пар дросселируется от $p_o=120$ бар и $t_o=450$ °С до $p'_o=100$ бар. Считая процесс дросселирования адиабатным, определить увеличение энтропии системы и потерю эксергии пара за счет необратимости его дросселирования. Расход пара через турбину $G=100$ кг/с. Температура окружающей среды $t_{oc}=20$ °С.

Ответ: $\Delta S_c=7,37$ кВт/К, $\nabla E=2159$ кВт.

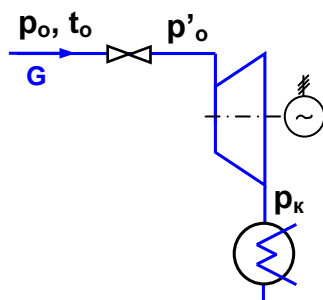


Рис. 11.2. Схема ПТУ с дроссельным регулированием расхода пара

11.11. Определить, на сколько снижается мощность паровой турбины (рис. 11.2), имеющей параметры водяного пара $p_o=60$ бар, $t_o=540$ °С и $p_k=0,05$ бар, за счет адиабатного дросселирования пара в регулирующем клапане перед турбиной до $p'_o=50$ бар. Расход пара на турбину $G=250$ кг/с. Внутренний относительный КПД процесса адиабатного расширения пара в турбины $\eta_{oi}=0,8$.

Ответ: $\Delta W_{T1}=4,85$ МВт.

11.12. Определить потерю мощности и эксергии потока водяного пара в турбине (рис. 11.2), имеющего параметры $p_o=100$ бар, $t_o=500$ °С и $p_k=0,05$ бар, за счет его дросселирования в регулирующем клапане перед турбиной до $p'_o=80$ бар. Расход пара на турбину $G=300$ кг/с. Процесс расширения пара в турбине считать обратимым адиабатным. Параметры внешней среды $p_{oc}=1$ бар и $t_{oc}=20$ °С.

Ответ: $\nabla W_T=8,4$ МВт, $\nabla E=8,35$ МВт.

11.2. Контрольные вопросы

1. Приведите примеры технических устройств, в которых идут процессы дросселирования потока вещества.
2. Напишите уравнение адиабатного процесса дросселирования и охарактеризуйте изменение энтальпии, скорости и давления газа (пара) в этом процессе.
3. Объясните, чем вызвано снижение давления газа (пара) в процессе дросселирования.
4. Покажите в h,s - диаграмме, как изменяются работа изменения давления и эксергия потока вещества в процессе его дросселирования.
5. Как изменяется температура идеального газа в процессе его дросселирования ?
6. Объясните, чем вызвано изменение температуры в процессах дросселирования реальных газов, паров и жидкостей – эффект Джоуля–Томсона.
7. Покажите в h,s - диаграмме процесс дросселирования водяного пара с уменьшением его температуры и фазовым переходом из области перегретого пара в область влажного насыщенного пара.
8. Покажите в h,s - диаграмме процесс дросселирования жидкой фазы воды с увеличением ее температуры.

12. ПРОЦЕССЫ СМЕШЕНИЯ ГАЗОВ И ПАРОВ

Смесь из нескольких веществ, находящихся в газообразном или жидком состоянии, может быть получена при осуществлении процесса смешения по одному из следующих способов:

- смешение в объёме;
- смешение в потоке;
- смешение при заполнении объёма.

Смешение в объёме

Смешение в объёме – это смешение веществ (газов, паров, жидкостей) за счёт их взаимного диффузионного проникновения после удаления (разрушения) разделяющих их непроницаемых перегородок и без изменения суммарного объёма веществ (рис.12.1).

Определение параметров газа (пара) после процесса смешения ведётся по известному массовому составу и параметрам газов до смешения с использованием следующих уравнений.

Масса смеси равна сумме масс смешиваемых газов:

$$m_{\text{см}} = m_1 + m_2 + \dots + m_n = \sum_1^n m_i,$$

а объём – сумме первоначальных объёмов этих газов:

$$V_{\text{см}} = V_1 + V_2 + \dots + V_n = \sum_1^n V_i;$$

удельный объём смеси газов

$$v_{\text{см}} = \frac{\sum_1^n V_i}{\sum_1^n m_i} = \frac{V_{\text{см}}}{m_{\text{см}}}, \quad (12.1)$$

где n – число смешиваемых компонентов газа.

При адиабатном смешении газов ($Q=0$) изменения внутренней энергии в системе нет ($\Delta U=0$), т.е. внутренние энергии газов после процесса их смешения равны сумме внутренних энергий этих газов до смешения:

$$U_{\text{см}} = U_1 + U_2 + \dots + U_n = \sum_1^n U_i. \quad (12.2)$$

После деления выражения (12.2) на массу смеси, получим расчётное выражение удельной внутренней энергии газа после смешения:

$$u_{\text{см}} = \frac{U_{\text{см}}}{m_{\text{см}}} = g_1 u_1 + g_2 u_2 + \dots + g_n u_n = \sum_1^n g_i u_i, \quad (12.3)$$

где g_i – массовые доли компонентов смеси газов.

Удельный объём ($v_{\text{см}}$) и удельная внутренняя энергия ($u_{\text{см}}$) определяют состояние газа после смешения. По ним могут быть найдены остальные параметры смеси: $t_{\text{см}}$, $p_{\text{см}}$, $s_{\text{см}}$ и т.д..

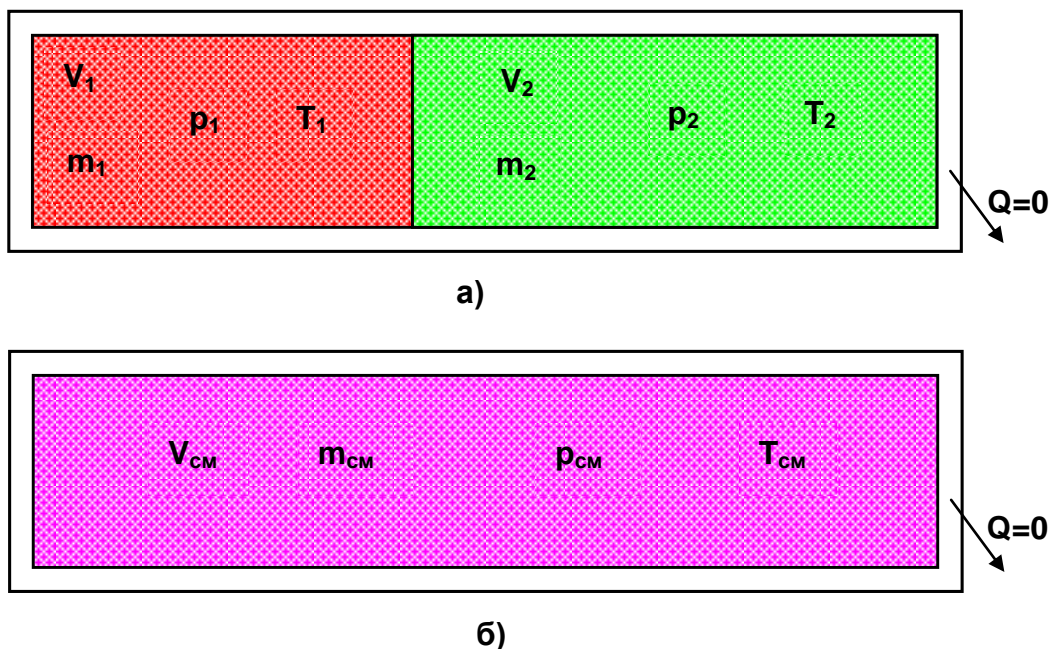


Рис. 12.1. Схема смешения двух газов в объеме: а – состояние газов до смешения; б – состояние газов после смешения

Изменение энтропии системы за счет необратимости процесса смешения определяется как сумма изменений энтропий компонентов смеси газа:

$$\Delta S_c = m_1 \Delta s_1 + m_2 \Delta s_2 + \dots + m_n \Delta s_n = \sum_1^n m_i \Delta s_i, \quad (12.4)$$

где $\Delta s_i = s_{i\text{см}} - s_i$ – изменение энтропии одного из компонентов смеси газа при изменении его состояния от начальных параметров до параметров смеси.

Для идеальных газов внутренняя энергия – функция только температуры, и поэтому расчетные выражения для процесса смешения в объеме идеальных газов будут иметь следующий вид:

выражение (12.3) примет вид

$$c_{v\text{см}} t_{\text{см}} = g_1 c_{v1} t_1 + g_2 c_{v2} t_2 + \dots + g_n c_{vn} t_n = \sum_1^n g_i c_{vi} t_i; \quad (12.5)$$

расчётное выражение для температуры смеси идеальных газов

$$t_{\text{см}} = \frac{g_1 c_{v1} t_1 + g_2 c_{v2} t_2 + \dots + g_n c_{vn} t_n}{g_1 c_{v1} + g_2 c_{v2} + \dots + g_n c_{vn}} = \frac{\sum_1^n g_i c_{vi} t_i}{\sum_1^n g_i c_{vi}}, \quad (12.6)$$

где c_{vi} – массовые изохорные теплоёмкости компонентов смеси газов;

t_i – температура компонентов смеси газов до начала процесса смешения, °С.

Выражение (12.6) справедливо и при подстановке в него всех температур по абсолютной шкале Кельвина.

Зная $V_{\text{см}}$ и $T_{\text{см}}$ для идеальных газов, можно определить давление смеси, используя уравнение состояния идеального газа

$$p_{\text{см}} = \frac{m R_{\text{см}} T_{\text{см}}}{V_{\text{см}}},$$

где $R_{\text{см}} = \sum_1^n g_i R_i$.

Изменение энтропии системы в расчёте на 1 кг смеси определяется как сумма изменений энтропий компонентов смеси газа:

$$\Delta s_c = g_1 \Delta s_1 + g_2 \Delta s_2 + \dots + g_n \Delta s_n = \sum_1^n g_i \Delta s_i. \quad (12.7)$$

Для идеальных газов Δs_i рассчитывается по формулам идеальных газов через любую пару параметров. Например, используя температуру и давление данного компонента смеси газа до и после смешения, его изменение удельной энтропии определяются как

$$\Delta s_i = c_{pi} \ln \frac{T_{\text{см}}}{T_i} - R_i \ln \frac{p_{\text{см}i}}{p_i}, \quad (12.8)$$

где $p_{\text{см}i} = \frac{m_i R_i T_{\text{см}}}{V_{\text{см}}}$ – парциальное давление данного компонента смеси газа при температуре смеси, когда этот газ занимает весь объем, также $p_{\text{см}i} = r_i p_{\text{см}}$, где объемная доля данного компонента смеси газа может быть определена через массовую долю как

$$r_i = g_i \frac{R_i}{R_{\text{см}}}.$$

Потеря потенциально возможной полезной работы газа (эксергии) в этом необратимом процессе определяется традиционно по теореме Гюи–Стодолы [2, 3] как $\nabla E = T_{\text{oc}} \Delta S_c$.

Смешение в потоке

Смешение в потоке – это слияние нескольких потоков веществ в общий поток (рис.12.2).

Давление вещества в месте смешения должно быть ниже минимального или равно минимальному давлению смешивающихся потоков, т.е. в расчетах оно должно быть задано.

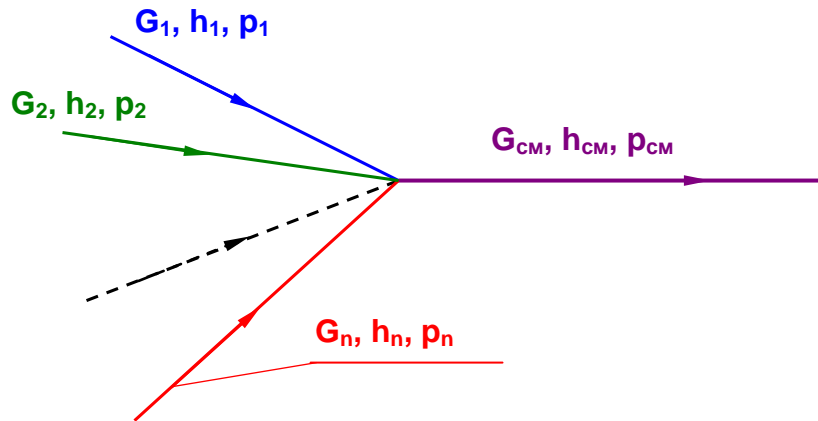


Рис. 12.2. Схема процесса смешения нескольких потоков веществ

Массовые расходы (кг/с) смешивающихся потоков обозначаются как G_1, G_2, \dots, G_n , а $G_{см} = G_1 + G_2 + \dots + G_n$ – расход смеси.

Уравнение первого закона термодинамики для адиабатно смешивающихся потоков имеет вид

$$G_{см} h_{см} = G_1 h_1 + G_2 h_2 + \dots + G_n h_n \quad (12.9)$$

или, используя массовые доли компонентов смеси $g_i = \frac{G_i}{G_{см}}$, получим выражение (12.9) в виде

$$h_{см} = g_1 h_1 + g_2 h_2 + \dots + g_n h_n = \sum_1^n g_i h_i. \quad (12.10)$$

Давление $p_{см}$ и энтальпия $h_{см}$ определяют состояние смеси вещества и соответствующие ему параметры смеси: $t_{см}, s_{см}$ и т.д..

Изменение энтропии системы за счет необратимости процесса смешения определяется как сумма изменений энтропий компонентов смеси газа:

$$\Delta S_C = G_1 \Delta s_1 + G_2 \Delta s_2 + \dots + G_n \Delta s_n = \sum_1^n G_i \Delta s_i. \quad (12.11)$$

Выражение (12.11) можно представить для 1 кг смеси как

$$\Delta s_C = s_{см} - (g_1 s_1 + g_2 s_2 + \dots + g_n s_n) = s_{см} - \sum_1^n g_i s_i. \quad (12.12)$$

Данным выражением удобно пользоваться при смешении потоков одного и того же вещества.

Для *идеальных газов*, приняв начало отсчета энтальпии от 0 °С и используя постоянные изобарные теплоемкости газов, уравнение (12.10) можно представить в виде

$$c_{p_{см}} t_{см} = g_1 c_{p_1} t_1 + g_2 c_{p_2} t_2 + \dots + g_n c_{p_n} t_n = \sum_1^n g_i c_{p_i} t_i. \quad (12.13)$$

Температура смеси *идеальных газов*, выраженная из уравнения (12.13), определяется как

$$t_{см} = \frac{g_1 c_{p_1} t_1 + g_2 c_{p_2} t_2 + \dots + g_n c_{p_n} t_n}{g_1 c_{p_1} + g_2 c_{p_2} + \dots + g_n c_{p_n}} = \frac{\sum_1^n g_i c_{p_i} t_i}{\sum_1^n g_i c_{p_i}}. \quad (12.14)$$

Выражение (12.14) справедливо и при подстановке в него всех температур по абсолютной шкале Кельвина.

Необратимость процесса смешения в потоке оценивается по увеличению энтропии системы аналогично смешению в объеме по формулам (12.8) и (12.11).

Смешение при заполнении объема

Такой случай смешения в технике наиболее типичен при заполнении баллона газом из магистрального газопровода с постоянным давлением (рис. 12.3).

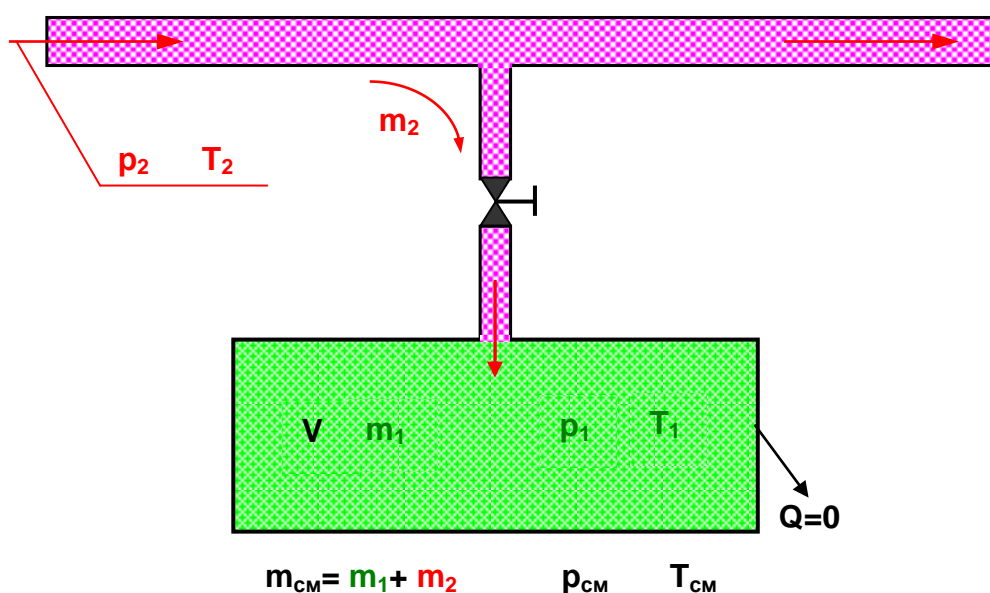


Рис. 12.3. Схема смешения при заполнении из магистрали газом объема

Пусть в баллоне до смешения находится газ массой m_1 и параметрами p_1, T_1 . При открытии вентиля из магистрали в баллон поступает другой газ массой m_2 с параметрами p_2, T_2 . Естественно, должно выполняться условие $p_2 > p_1$. При закрытии вентиля устанавливаются новые параметры газа в баллоне: $p_{см}$ и $T_{см}$.

Уравнение такого смешения при адиабатном заполнении объема газом будет иметь вид

$$U_{см} = U_1 + U_2 \quad (12.15)$$

или то же выражение для удельной внутренней энергии смеси газов:

$$u_{см} = g_1 u_1 + g_2 u_2, \quad (12.16)$$

где g_1 и g_2 – массовые доли компонентов смеси.

Необходимо обратить внимание на то, что в этих выражениях энтальпия относится к потоку газа, поступающего в баллон, т.к. индексация параметров газа в задачах такого типа может отличаться от данного примера.

Используя $v_{см}$ и $u_{см}$, можно определить все остальные параметры смеси газа.

Определение параметров в этом процессе смешения для идеальных газов наиболее просто выполняется, если *принять начало отсчёта внутренней энергии и энтальпии при абсолютном нуле – 0 К*, т.к. их численные значения при этой температуре будут одинаковы и равны нулю $u_{о см} = u_{о 1} = h_{о 2} = 0$, а выражение (12.16) при замене в нем внутренних энергий и энтальпий через теплоемкости и абсолютные температуры примет вид

$$c_{v см} T_{см} = g_1 c_{v 1} T_1 + g_2 c_{p 2} T_2. \quad (12.17)$$

В результате получаем выражение для определения абсолютной температуры смеси идеальных газов

$$T_{см} = \frac{g_1 c_{v 1} T_1 + g_2 c_{p 2} T_2}{g_1 c_{v 1} + g_2 c_{v 2}}. \quad (12.18)$$

Выражения (12.17) и (12.18) справедливы только при подстановке в него абсолютных температур, для температур в градусах по Цельсию оно непригодно.

Остальные расчетные выражения этого процесса смешения по определению давления смеси и увеличения энтропии системы аналогичны процессу смешения в объеме.

12.1. Задачи

Смешение в объеме

Пример решения задачи:

12.1. В объеме адиабатно смешиваются два идеальных газа: кислород (O_2) и водород (H_2). Кислород до смешения занимал объем $V_1=0,5 \text{ м}^3$ при $p_1=2 \text{ бар}$, $t_1=20 \text{ }^\circ\text{C}$. Водород до смешения занимал объем $V_2=1,5 \text{ м}^3$ при $p_2=4 \text{ бар}$, $t_2=80 \text{ }^\circ\text{C}$. Определить параметры смеси: $t_{\text{см}}$, $p_{\text{см}}$, изменение энтропии системы за счет необратимости процесса смешения и потерю эксергии при температуре внешней среды $20 \text{ }^\circ\text{C}$. Считать постоянными теплоемкости газов c_v и c_p .

Решение

1) Определяем массы газов и их массовые доли:

$$m_1 = \frac{p_1 V_1}{R_1 T_1} = \frac{2 \cdot 10^5 \cdot 0,5 \cdot 32}{8314 \cdot 293,15} = 1,313 \text{ кг};$$

$$m_2 = \frac{p_2 V_2}{R_2 T_2} = \frac{4 \cdot 10^5 \cdot 1,5 \cdot 2}{8314 \cdot 353,15} = 0,409 \text{ кг};$$

$$g_1 = \frac{m_1}{m_1 + m_2} = \frac{1,313}{1,313 + 0,409} = 0,762; \quad g_2 = 1 - g_1 = 1 - 0,762 = 0,238.$$

2) Определяем удельные массовые изохорные теплоемкости газов:

$$c_{v1} = \frac{R_1}{2} i_1 = \frac{8314}{2 \cdot 32} 5 = 649,5 \frac{\text{Дж}}{\text{кг} \cdot \text{К}};$$

$$c_{v2} = \frac{R_2}{2} i_2 = \frac{8314}{2 \cdot 2} 5 = 10392,5 \frac{\text{Дж}}{\text{кг} \cdot \text{К}}.$$

3) Определяем температуру смеси газов:

$$t_{\text{см}} = \frac{g_1 c_{v1} t_1 + g_2 c_{v2} t_2}{g_1 c_{v1} + g_2 c_{v2}} = \frac{0,762 \cdot 649,5 \cdot 20 + 0,238 \cdot 10392,5 \cdot 80}{0,762 \cdot 649,5 + 0,238 \cdot 10392,5} = 70 \text{ }^\circ\text{C}.$$

4) Определяем газовую постоянную и давление смеси газов:

$$R_{\text{см}} = g_1 R_1 + g_2 R_2 = 0,762 \frac{8314}{32} + 0,238 \frac{8314}{2} = 1187 \frac{\text{Дж}}{\text{кг} \cdot \text{К}};$$

$$p_{\text{см}} = \frac{m_{\text{см}} R_{\text{см}} T_{\text{см}}}{V_{\text{см}}} = \frac{1,722 \cdot 1187 \cdot 343,15}{2} = 3,507 \cdot 10^5 \text{ Па}.$$

5) Определяем парциальные давления компонентов смеси газов и увеличения энтропии системы за счет необратимости адиабатного процесса смешения газов:

$$p_{\text{см1}} = \frac{m_1 R_1 T_{\text{см}}}{V_{\text{см}}} = \frac{1,313 \cdot 8314 \cdot 343,15}{32 \cdot 2} = 0,585 \cdot 10^5 \text{ Па} ;$$

$$p_{\text{см2}} = p_{\text{см}} - p_{\text{см1}} = 3,507 - 0,585 = 2,922 \text{ бар} ;$$

$$\begin{aligned} \Delta s_1 &= c_{p1} \ln \frac{T_{\text{см}}}{T_1} - R_1 \ln \frac{p_{\text{см1}}}{p_1} = \\ &= \frac{8314}{2 \cdot 32} \cdot 7 \cdot \ln \frac{343,15}{293,15} - \frac{8314}{32} \cdot \ln \frac{0,5853}{2} = 462,5 \frac{\text{Дж}}{\text{кг} \cdot \text{К}} ; \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \Delta s_2 &= c_{p2} \ln \frac{T_{\text{см}}}{T_2} - R_2 \ln \frac{p_{\text{см2}}}{p_2} = \\ &= \frac{8314}{2 \cdot 2} \cdot 7 \cdot \ln \frac{343,15}{353,15} - \frac{8314}{2} \cdot \ln \frac{2,922}{4} = 887,5 \frac{\text{Дж}}{\text{кг} \cdot \text{К}} ; \end{aligned}$$

$$\Delta S_c = m_1 \Delta s_1 + m_2 \Delta s_2 = 1,313 \cdot 462,5 + 0,409 \cdot 887,5 = 970,2 \frac{\text{Дж}}{\text{К}} .$$

12.2. В объеме адиабатно смешиваются два идеальных газа: двухатомный с $\mu_1=28$ кг/кмоль и трехатомный с $\mu_2=17$ кг/кмоль. Количество и параметры газов: $m_1=2$ кг, $p_1=6$ бар, $t_1=20$ °С, $m_2=3$ кг, $p_2=2$ бара, $t_2=250$ °С. Определить давление и температуру смеси газов. Считать постоянными теплоемкости газов c_v и c_p .

Ответ: $p_{\text{см}}=2,29$ бар, $t_{\text{см}}=192$ °С.

12.3. В объеме $V=1$ м³=const, разделенном пополам перегородкой ($V_1=V_2$), находятся идеальные газы: в одной половине – азот N₂ при $p_1=1$ бар и $t_1=300$ °С, в другой – двуокись углерода CO₂ при $p_2=3$ бар и $t_2=200$ °С. Определить параметры смеси $p_{\text{см}}$, $t_{\text{см}}$, $v_{\text{см}}$, получившиеся после того, как перегородку убрали. Считать процесс смешения газов адиабатным, а теплоемкости газов c_v и c_p , постоянными.

Ответ: $p_{\text{см}}=1,99$ бар, $t_{\text{см}}=218,7$ °С, $v_{\text{см}}=0,507$ м³/кг.

12.4. В объеме смешиваются два газа: метан (CH₄) и азот (N₂). Задано: для метана $m_1=3$ кг, $p_1=5$ бар, $t_1=20$ °С; для азота $m_2=7$ кг, $p_2=3$ бар, $t_2=90$ °С. Считая газы идеальными с жесткими молекулами, а смешение адиабатным, определить параметры смеси $t_{\text{см}}$, $p_{\text{см}}$, $v_{\text{см}}$, изменение энтропии системы за счет необратимости процесса смешения и потерю эксергии газов при температуре внешней среды 20 °С.

Ответ: $t_{\text{см}}=56,8$ °С, $p_{\text{см}}=3,5$ бар, $v_{\text{см}}=0,343$ м³/кг ;

$$\Delta S_c=2,76 \text{ кДж/К}, \quad \nabla E = 808,8 \text{ кДж}.$$

12.5. В объеме $V=1 \text{ м}^3=\text{const}$, разделенном пополам перегородкой ($V_1=V_2$), находится водяной пар с параметрами: 1-й – $p_1=10$ бар и $t_1=300 \text{ }^\circ\text{C}$, 2-й – с $p_2=1$ бар и $x_2=0,95$. Перегородку убрали, и произошло адиабатное смешение пара в постоянном объеме. Определить параметры пара после смешения и увеличение энтропии системы.
 Ответ: $p_{\text{см}}=5,45$ бар, $t_{\text{см}}=261 \text{ }^\circ\text{C}$, $\Delta S_c=0,3567$ кДж/К.

12.6. В объеме смешиваются два газа: кислород (O_2) и азот (N_2). Задано: для кислорода $p_1=2$ бар, $t_1=47 \text{ }^\circ\text{C}$; для азота $p_2=5$ бар, $t_2=127 \text{ }^\circ\text{C}$. После смешения температура газов стала $t_{\text{см}}=80 \text{ }^\circ\text{C}$. Считая газы идеальными с жесткими молекулами, а смешение адиабатным, определить давление смеси и потерю эксергии на 1 кг смеси при температуре внешней среды $20 \text{ }^\circ\text{C}$.
 Ответ: $p_{\text{см}}=2,74$ бар, $\nabla e=61,2$ кДж/кг, $\Delta s_c=0,209$ кДж/(кг·К).

Смешение в потоке

12.7. В потоке адиабатно смешиваются два идеальных газа: кислород O_2 с параметрами $p_1=3$ бар и $t_1=30 \text{ }^\circ\text{C}$ и двуокись углерода CO_2 с параметрами $p_2=2$ бар и $t_2=200 \text{ }^\circ\text{C}$ (рис. 12.4). Массовые расходы газов: $G_1=2$ кг/с, $G_2=3$ кг/с. После смешения давление газов $p_{\text{см}}=1,5$ бар. Определить температуру, удельный объем смеси газов, а также увеличение энтропии системы ΔS_c .
 Считать постоянными теплоемкости газов c_v и c_p .
 Ответ: $t_{\text{см}}=124,3 \text{ }^\circ\text{C}$, $v_{\text{см}}=0,576 \text{ м}^3/\text{кг}$, $\Delta S_c=1,376$ кВт/К.

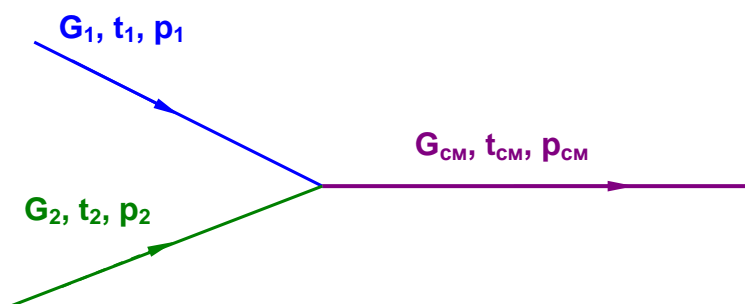


Рис. 12.4. Схема процесса смешения потоков веществ

12.8. Два трубопровода водяного пара от двух котлов с параметрами $p_1=25$ бар, $x_1=0,98$ и $p_2=20$ бар, $t_2=350 \text{ }^\circ\text{C}$ объединяются в общий трубопровод. Массовая производительность первого котла в два раза больше производительности второго котла ($G_1/G_2=2$). Давление пара после смешения $p_{\text{см}}=20$ бар. Определить параметры пара после адиабатного его смешения: $h_{\text{см}}$, $t_{\text{см}}$, $s_{\text{см}}$ и потерю удельной эксергии пара на 1 кг смеси при температуре внешней среды $20 \text{ }^\circ\text{C}$.
 Ответ: $h_{\text{см}}=2888$ кДж/кг, $t_{\text{см}}=244 \text{ }^\circ\text{C}$, $s_{\text{см}}=6,518$ кДж/(кг·К), $\nabla e=22,7$ кДж/кг.

12.9. Происходит адиабатное смешение двух потоков идеальных газов: метан CH_4 с $t_1 = -5^\circ\text{C}$ и $p_1 = 30$ бар и кислород O_2 с $t_2 = 30^\circ\text{C}$ и $p_2 = 30$ бар. Соотношение массовых расходов газов $G_1 : G_2 = 1 : 4$. Давление газа после смешения $p_{\text{см}} = 30$ бар.

Считая постоянными теплоемкости газов c_v и c_p , определить температуру смеси газов и возрастание энтропии системы за счет необратимости процесса смешения в расчете на 1 кг смеси.

Ответ: $t_{\text{см}} = 17,3^\circ\text{C}$, $\Delta S_c = 0,197$ кДж/(кг·К).

12.10. В трубопроводах адиабатно смешиваются два потока водяного пара (рис.12.4): 1-й – с $p_1 = 40$ бар и $t_1 = 370^\circ\text{C}$, 2-й – с $p_2 = 1$ бар и $x_2 = 0,95$. Соотношение расходов $G_1 : G_2 = 2 : 3$, давление пара после смешения 1 бар.

Определить температуру смеси и возрастание энтропии системы за счет необратимости процесса смешения в расчете на 1 кг смеси.

Ответ: $t_{\text{см}} = 160^\circ\text{C}$, $\Delta S_c = 0,763$ кДж/(кг·К).

12.11. В коллекторе смешиваются 3 потока водяного пара (рис. 12.5) с параметрами: $p_1 = 30$ бар и $t_1 = 400^\circ\text{C}$, $p_2 = 27$ бар и $x_2 = 0,97$, $p_3 = 25$ бар. Из коллектора пар уходит с параметрами $p_{\text{см}} = 25$ бар, $t_{\text{см}} = 300^\circ\text{C}$. Массовые расходы газов: $G_1 = 12$ кг/с, $G_2 = 8$ кг/с, $G_3 = 10$ кг/с. Определить температуру третьего потока t_3 и увеличение энтропии системы ΔS_c , считая процесс смешения адиабатным.

Ответ: $t_3 = 280^\circ\text{C}$, $\Delta S_c = 7,74$ кВт/К.

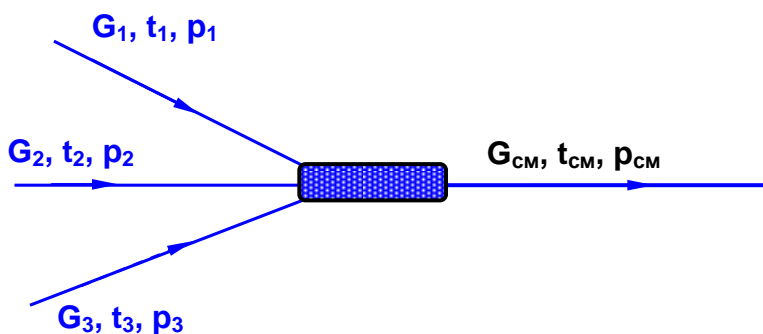


Рис. 12.5. Схема процесса смешения потоков веществ

Смешение при заполнении объема

12.12. При заполнении из магистрали с параметрами $p_2 = 20$ бар и $t_2 = 30^\circ\text{C}$ идеальным газом CH_4 баллона объемом 10 м^3 , содержащим тот же газ с параметрами $p_1 = 10$ бар и $t_1 = 20^\circ\text{C}$, в него поступило 25 кг газа (рис 12.6).

Определить температуру и давление газа в баллоне после его заполнения, считая постоянными теплоемкости газа c_v и c_p , а процесс смешения адиабатным.

Ответ: $t_{\text{см}} = 504^\circ\text{C}$, $p_{\text{см}} = 15,25$ бар.

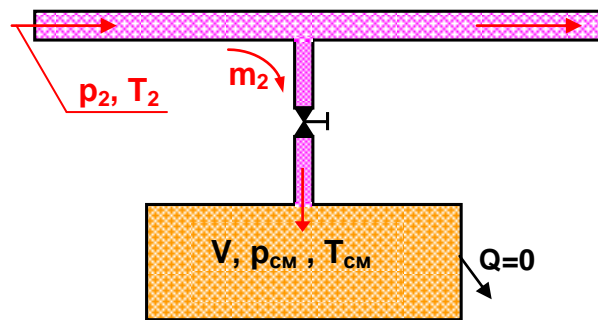


Рис. 12.6. Схема смешения при заполнении из магистрали газом объема к задачам 12.12 и 12.13

12.13. В баллоне емкостью $0,15 \text{ м}^3$ находится азот (N_2) при $p_1=5 \text{ бар}$, $t_1=20 \text{ }^\circ\text{C}$ (рис.12.6). Из магистрали баллон заполняется азотом с $p_2=100 \text{ бар}$ и $t_2=30 \text{ }^\circ\text{C}$ до тех пор, пока давление в нем не повысится до $p_{\text{см}}=80 \text{ бар}$.

Считая азот идеальным газом с постоянными теплоемкостями c_v и c_p , а процесс смешения адиабатным, определить температуру азота в баллоне, количество азота, поступившего в баллон из магистрали, и общее количество азота в баллоне после его заполнения.

Ответ: $t_{\text{см}}=140 \text{ }^\circ\text{C}$, $m_2=8,93 \text{ кг}$, $m_{\text{см}}=9,79 \text{ кг}$.

12.14. Из магистрали с идеальным газом CH_4 при $p_1=10 \text{ бар}$, $t_1=30 \text{ }^\circ\text{C}$ метан подается в баллон емкостью $V=1 \text{ м}^3$ с давлением $p_2=1 \text{ бар}$ и температурой $t_2=17 \text{ }^\circ\text{C}$, где находится тоже метан.

Определить температуру газа после заполнения баллона, если его туда поступило $2,6 \text{ кг}$. Считать теплоемкости c_v и c_p метана постоянными, а процесс смешения адиабатным.

Ответ: $t_{\text{см}}=107,7 \text{ }^\circ\text{C}$.

12.15. В баллон емкостью 2 м^3 , где находится идеальный воздух ($\mu=28,96 \text{ кг/кмоль}$) при $p_2=2 \text{ бар}$ и $t_2=t_{\text{oc}}=17 \text{ }^\circ\text{C}$, из магистрали поступает идеальный кислород (O_2) с давлением $p_1=10 \text{ бар}$ и температурой $t_1=27 \text{ }^\circ\text{C}$ до увеличения давления газа в баллоне $p_{\text{см}}=8 \text{ бар}$.

Определить потерю эксергии ∇E в этом необратимом процессе. Считать теплоемкости газов c_v и c_p постоянными, а процесс смешения адиабатным.

Ответ: $\nabla E=1443 \text{ кДж}$ ($m_1=11 \text{ кг}$, $T_{\text{см}}=378 \text{ К}$).

12.16. Адиабатно смешиваются два потока водяного пара (рис. 12.7) с параметрами: $p_1=50 \text{ бар}$ и $t_1=400 \text{ }^\circ\text{C}$, $p_2=30 \text{ бар}$ и $x_2=0,8$. Массовые расходы пара $G_1=2 \text{ кг/с}$, $G_2=3 \text{ кг/с}$. После смешения давление пара $p_{\text{см}}=20 \text{ бар}$. Затем пар адиабатно дросселируется до состояния сухого насыщенного пара ($x=1$) и поступает в сопло, где адиабатно расширяется до давления $p_k=0,05 \text{ бар}$. Необратимость истечения через

сопло характеризует коэффициент потерь сопла $\xi=0,1$.

Определить температуру пара после смешения $t_{см}$ и за дроссельным клапаном t_o , а также параметры пара на выходе из сопла h_{ki} , s_{ki} .

Ответ: $t_{см}=212\text{ }^{\circ}\text{C}$, $t_o=150\text{ }^{\circ}\text{C}$, $h_{ki}=2150\text{ кДж/кг}$, $s_{ki}=7,05\text{ кДж/(кг}\cdot\text{К)}$.

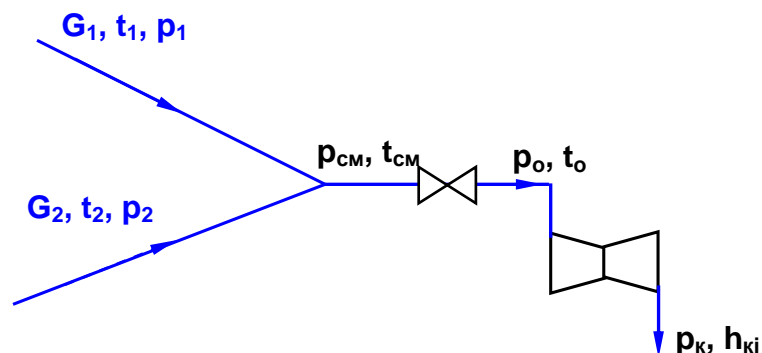


Рис. 12.7. Схема процессов к задаче 12.16

12.2. Контрольные вопросы

1. Напишите уравнение, характеризующее адиабатный процесс смешения реальных газов в объеме.
2. Напишите уравнение, характеризующее адиабатный процесс смешения идеальных газов в объеме.
3. Как можно рассчитать температуру газа (пара) после адиабатного процесса смешения в объеме реальных газов (паров), если известны их параметры и массы до смешения ?
4. Как можно рассчитать температуру газа после адиабатного процесса смешения в объеме идеальных газов, если известны их параметры и массы до смешения ?
5. Как можно рассчитать давление газа (пара) после адиабатного процесса смешения в объеме реальных газов (паров), если известны их параметры и массы до смешения ?
6. Как можно рассчитать давление газа после адиабатного процесса смешения в объеме идеальных газов, если известны их параметры и массы до смешения ?
7. Как можно рассчитать увеличение энтропии системы в результате адиабатного процесса смешения в объеме реальных газов (паров), если известны их параметры и массы до смешения ?
8. Как можно рассчитать увеличение энтропии системы в результате адиабатного процесса смешения в объеме идеальных газов, если известны их параметры и массы до смешения ?

9. Напишите уравнение, характеризующее адиабатный процесс смешения реальных газов в потоке.
10. Напишите уравнение, характеризующее адиабатный процесс смешения идеальных газов в потоке.
11. Как можно рассчитать температуру газа (пара) после адиабатного процесса смешения в потоке реальных газов (паров), если известны их параметры и расходы до смешения ?
12. Как можно рассчитать температуру газа после адиабатного процесса смешения в потоке идеальных газов, если известны их параметры и расходы до смешения ?
13. Как можно рассчитать увеличение энтропии системы в результате адиабатного процесса смешения в потоке реальных газов (паров), если известны их параметры и расходы до смешения ?
14. Как можно рассчитать увеличение энтропии системы в результате адиабатного процесса смешения в потоке идеальных газов, если известны их параметры и расходы до смешения ?
15. Как можно графически показать в h,s - диаграмме увеличение энтропии системы за счет необратимости адиабатного процесса смешения двух потоков газа, если известны параметры и расходы газов до смешения ?
16. Какие задачи могут решаться при рассмотрении процесса смешения веществ при заполнении объема ?
17. Напишите уравнение, характеризующее адиабатный процесс смешения реальных газов при заполнении объема.
18. Напишите уравнение, характеризующее адиабатный процесс смешения идеальных газов при заполнении объема.
19. Как можно рассчитать температуру газа (пара) после адиабатного процесса смешения при заполнении объема, если известны параметры и массы реальных газов (паров) до смешения ?
20. Как можно рассчитать температуру газа после адиабатного процесса смешения при заполнении объема, если известны параметры и массы идеальных газов до смешения ?
21. Как можно рассчитать увеличение энтропии системы в результате адиабатного процесса смешения при заполнении объема, если известны параметры и массы реальных газов (паров) до смешения ?

13. ЦИКЛЫ ДВИГАТЕЛЕЙ ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ

В поршневых двигателях внутреннего сгорания (ДВС) в качестве рабочего тела используются продукты сгорания органического топлива. Цилиндры этих двигателей выполняют функции камеры сгорания и устройств для сжатия и расширения рабочего тела. В качестве холодного источника теплоты в ДВС используется внешняя среда (выхлоп продуктов сгорания в атмосферу).

Для упрощения термодинамического анализа циклов ДВС принимается ряд допущений.

1. Количество рабочего тела в цикле ДВС будем считать неизменным и равным расходу воздуха. Это допущение объясняется малым процентным массовым расходом топлива по отношению к расходу воздуха.

2. Свойства рабочего тела будем считать соответствующими свойствам идеального двухатомного воздуха с постоянными изобарными и изохорными теплоемкостями.

3. Процессы выхлопа отработавших газов и процесс забора новой порции воздуха взаимно компенсируют друг друга (их нет). Это возможно, т.к. оба эти процесса идут практически при постоянном давлении окружающей среды в противоположных направлениях.

4. Процесс отвода теплоты от рабочего тела в окружающую среду заменяется изохорным процессом охлаждения рабочего тела до температуры окружающей среды. То есть условно считается цикл замкнутым, а охлаждение рабочего тела осуществляется прямо в цилиндре при закрытых клапанах до температуры окружающей среды.

5. Процессы расширения и сжатия рабочего тела соответствуют адиабатным процессам. Эти процессы быстротечны, поэтому можно считать их адиабатными.

6. Процессы подвода теплоты к рабочему телу считаются в зависимости от типа двигателя изохорными или изобарными.

Цикл ДВС с подводом теплоты к рабочему телу при постоянном объеме

Цикл ДВС с подводом теплоты при постоянном объеме соответствует карбюраторному двигателю. В этом двигателе в цилиндр поступает топливно-воздушная смесь, которая сжимается и за счет искры в электрической свече воспламеняется. Процесс горения топлива быстротечен и происходит практически при постоянном объеме.

Исходя из принятых допущений идеальный цикл ДВС с подводом теплоты при постоянном объеме можно показать в T,s - диаграмме в виде рис. 13.1.

Для термодинамического анализа экономичности таких циклов ДВС используются следующие отношения объемов и давлений рабочего тела:

$$\varepsilon = \frac{V_1}{V_2} \text{ – степень адиабатного сжатия;}$$

$$\lambda = \frac{P_3}{P_2} \text{ – степень повышения давления.}$$

Эти относительные величины позволяют по известным параметрам рабочего тела в точке 1 (состояние равновесия с внешней средой) определить все термические параметры в характерных точках цикла ДВС.

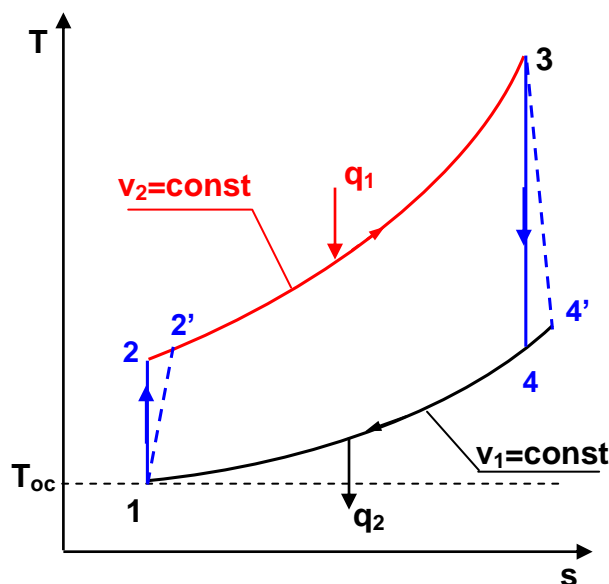


Рис. 13.1. Идеальный 1234 и реальный 12'34' циклы ДВС с подводом теплоты при $V=\text{const}$ в T,s - диаграмме

Используя данные соотношения, определяются основные величины, характеризующие экономичность цикла:

количество удельной теплоты, подведенной к рабочему телу,

$$q_1 = c_v(T_3 - T_2) = c_v T_1 \varepsilon^{k-1} (\lambda - 1); \quad (13.1)$$

количество удельной теплоты, отведенной от рабочего тела,

$$q_2 = c_v(T_4 - T_1) = c_v T_1 (\lambda - 1); \quad (13.2)$$

удельная работа цикла

$$\ell_t = q_1 - q_2 = c_v T_1 (\varepsilon^{k-1} - 1) (\lambda - 1); \quad (13.3)$$

термический КПД цикла

$$\eta_t = 1 - \frac{q_2}{q_1} = 1 - \frac{c_v(T_4 - T_1)}{c_v(T_3 - T_2)} = 1 - \frac{T_1\left(\frac{T_4}{T_1} - 1\right)}{T_2\left(\frac{T_3}{T_2} - 1\right)} = 1 - \frac{T_1}{T_2} = 1 - \frac{1}{\varepsilon^{\kappa-1}} \quad (13.4)$$

Цикл ДВС с подводом теплоты к рабочему телу при постоянном давлении

Увеличить степень сжатия в ДВС можно путем сжатия в цилиндре только воздуха с последующим впрыскиванием в него топлива. При сжатии воздуха отсутствует ограничение на температуру самовоспламенения топлива, а высокая температура воздуха в конце процесса сжатия позволяет осуществить самовоспламенение топлива, впрыскиваемого в цилиндр, без электрической свечи. Такой ДВС был предложен Дизелем (Германия), поэтому в настоящее время эти двигатели называют дизелями. Цикл дизельного ДВС показан в T, s -диаграмме на рис. 13.2.

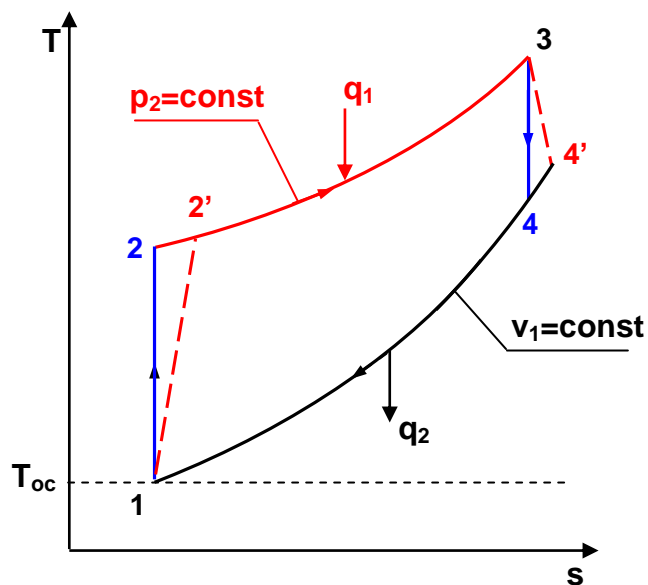


Рис. 13.2. Цикл ДВС с подводом теплоты при $p=\text{const}$ в T, s -диаграмме: 1234 – идеальный; 12'3'4' – реальный

Определяющими характеристиками данного цикла являются: степень сжатия $\varepsilon = \frac{v_1}{v_2}$ и степень предварительного расширения

$\rho = \frac{v_3}{v_2}$. Используя эти характеристики и параметры первой точки, можно определить остальные параметры цикла в характерных точках.

Термический КПД цикла

$$\eta_t = 1 - \frac{q_2}{q_1} = 1 - \frac{c_v(T_4 - T_1)}{c_p(T_3 - T_2)} = 1 - \frac{T_4 - T_1}{\kappa(T_3 - T_2)}, \quad (13.5)$$

где $\kappa = \frac{c_p}{c_v}$ – коэффициент Пуассона.

Выразив температуры в выражении (13.5) через T_1 и характеристики цикла ρ , ε , термический КПД ДВС

$$\eta_t = 1 - \frac{\rho^\kappa - 1}{\kappa \varepsilon^{\kappa-1} (\rho - 1)}. \quad (13.6)$$

Цикл ДВС со смешанным подводом теплоты к рабочему телу

В таком двигателе процесс сжигания топлива состоит из двух стадий: 1 – частичное сгорание топлива в форкамере при постоянном объеме; 2 – окончательное сгорание топлива при постоянном давлении в основном цилиндре.

Условный идеальный цикл ДВС со смешанным подводом теплоты к рабочему телу в T, s - диаграмме показан на рис. 13.3.

Определяющими характеристиками данного цикла являются: степень сжатия $\varepsilon = \frac{V_1}{V_2}$, степень повышения давления $\lambda = \frac{p_3}{p_2}$ и степень

предварительного расширения $\rho = \frac{V_4}{V_3}$.

Термический КПД такого цикла ДВС можно представить уравнением

$$\begin{aligned} \eta_t &= 1 - \frac{q_2}{q_1} = 1 - \frac{c_v(T_5 - T_1)}{c_v(T_3 - T_2) + c_p(T_4 - T_3)} = \\ &= 1 - \frac{T_1 \left(\frac{T_5}{T_1} - 1 \right)}{T_2 \left(\frac{T_3}{T_2} - 1 \right) + \kappa T_2 \left(\frac{T_4}{T_2} - \frac{T_3}{T_2} \right)} = \\ &= 1 - \frac{\lambda \rho^\kappa - 1}{\varepsilon^{\kappa-1} [(\lambda - 1) + \kappa \lambda (\rho - 1)]}. \end{aligned} \quad (13.7)$$

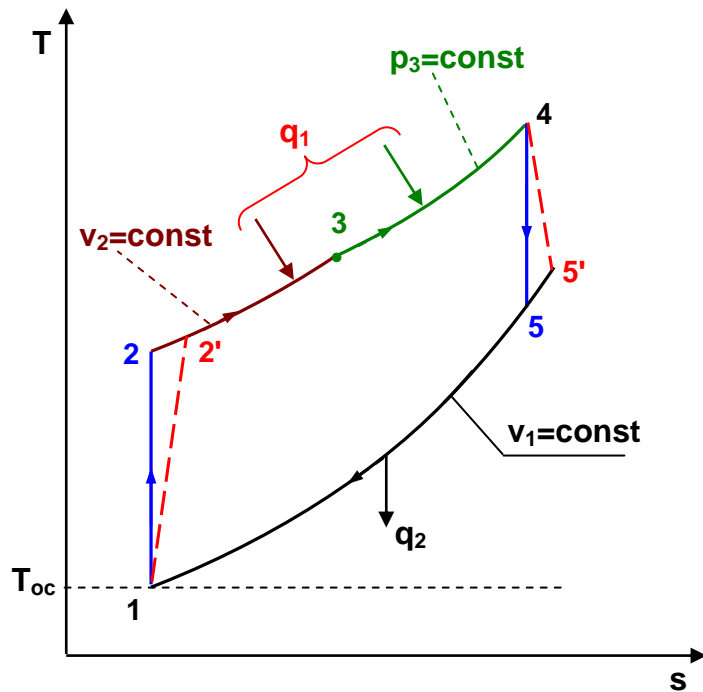


Рис. 13.3. Цикл ДВС со смешанным подводом теплоты к рабочему телу в T,s- диаграмме: 12345 – идеальный; 12'345' – реальный

13.1. Задачи

Пример решения задачи:

13.1. Определить термический и внутренний абсолютный КПД идеального цикла ДВС с подводом теплоты при постоянном объеме (рис.13.1), для которого задано: $p_1=1$ бар, $t_1=20$ °С, степень адиабатного сжатия $\varepsilon=7$, температура в начале процесса адиабатного расширения $t_3=1200$ °С, коэффициенты адиабатного расширения и сжатия газа в цилиндре одинаковы ($\eta_p=\eta_{сж}=0,85$). Рабочее тело обладает свойствами идеального воздуха с постоянными теплоемкостями c_v и c_p .

Решение

Для идеального цикла ДВС КПД определяется только величиной степени адиабатного сжатия ε :

$$\eta_t = 1 - \frac{1}{\varepsilon^{k-1}} = 1 - \frac{1}{7^{1,4-1}} = 0,541.$$

Для необратимого цикла ДВС находят температуры в конце необратимых адиабатных процессов сжатия и расширения рабочего тела, используя адиабатные коэффициенты этих процессов и температуры в конце обратимых адиабатных процессов :

$$T_2 = T_1 \varepsilon^{k-1} = 293 \cdot 7^{0,4} = 638 \text{ К},$$

$$T_4 = \frac{T_3}{\varepsilon^{k-1}} = \frac{1473}{7^{1,4-1}} = 676 \text{ K},$$

$$T_{2i} = T_1 + \frac{T_2 - T_1}{\eta_{сж}} = 293 + \frac{638 - 293}{0,85} = 699 \text{ K},$$

$$T_{4i} = T_3 - \eta_p(T_3 - T_4) = 1473 - 0,85(1473 - 676) = 796 \text{ K}.$$

Внутренний абсолютный КПД ДВС

$$\eta_i = 1 - \frac{q_{2i}}{q_{1i}} = 1 - \frac{c_v(T_{4i} - T_1)}{c_v(T_3 - T_{2i})} = 1 - \frac{(T_{4i} - T_1)}{(T_3 - T_{2i})} = 1 - \frac{796 - 293}{1473 - 699} = 0,35.$$

Ответ: $\eta_t=0,541$, $\eta_i=0,35$.

13.2. Определить термический КПД и удельную работу идеального цикла ДВС с подводом теплоты при постоянном объеме (рис.13.1), для которого задано: $p_1=1$ бар, $t_1=20$ °С, давление и температура газа в начале процесса адиабатного расширения $p_3=27$ бар, $t_3=1100$ °С. Рабочее тело обладает свойствами идеального воздуха с $\mu=28,96$ кг/кмоль и $k=1,4$. Цикл изобразить в T,s - и p,v - диаграммах.

Ответ: $\eta_t=0,504$, $\ell_t=283$ кДж/кг.

13.3. Определить термический КПД и мощность идеального цикла ДВС с подводом теплоты при постоянном объеме (рис.13.1), для которого задано: $p_1=1$ бар, $t_1=20$ °С, температура газа в начале процесса адиабатного расширения $t_3=1000$ °С, температура в конце адиабатного расширения $t_4=400$ °С. Расход рабочего тела 1 кг/с, оно обладает свойствами идеального воздуха с $\mu=28,96$ кг/кмоль и $k=1,4$. Цикл изобразить в T,s - и p,v - диаграммах.

Ответ: $\eta_t=0,471$, $W_t=242$ кВт.

13.4. Определить термический КПД и удельную работу идеального цикла ДВС с подводом теплоты при постоянном давлении (рис.13.2), для которого задано: $p_1=1$ бар, $t_1=40$ °С, $t_2=800$ °С, $t_4=600$ °С. Рабочее тело обладает свойствами идеального воздуха с $\mu=28,96$ кг/кмоль и $k=1,4$. Цикл изобразить в T,s - и p,v - диаграммах.

Ответ: $\eta_t=0,655$, $\ell_t=763$ кДж/кг.

13.5. Определить термический КПД и мощность идеального цикла ДВС с подводом теплоты при постоянном давлении (рис.13.2), для которого задано: $p_1=1$ бар, $t_1=20$ °С, температура газа в начале процесса адиабатного расширения $t_3=1200$ °С, температура в конце адиабатного расширения $t_4=400$ °С. Расход рабочего тела 1 кг/с, оно обладает свойствами идеального воздуха с $\mu=28,96$ кг/кмоль и $k=1,4$.

Цикл изобразить в T,s - и p,v - диаграммах.

Ответ: $\eta_t=0,588$, $W_t=388$ кВт.

13.6. Определить термический и внутренний абсолютный КПД цикла ДВС с подводом теплоты при постоянном давлении, для которого за-

дано: $p_1=1$ бар, $t_1=20$ °С, степень адиабатного сжатия $\varepsilon = \frac{V_1}{V_2} = 16$,

температура газа в начале процесса адиабатного расширения $t_3=1200$ °С, коэффициенты адиабатного расширения и сжатия в цилиндре одинаковы и равны $\eta_p=\eta_{сж}=0,85$. Рабочее тело обладает свойствами идеального воздуха с $\mu=28,96$ кг/кмоль и $\kappa=1,4$.

Ответ: $\eta_t=0,631$, $\eta_i=0,354$.

13.7. Определить максимальное давление p_{max} , температуру t_3 и термический КПД цикла ДВС со смешанным подводом теплоты (рис. 13.3), для которого задано: $p_1=1$ бар, $t_1=17$ °С. Удельная теплота, подведенная к рабочему телу при $v=const$ $q_1'=200$ кДж/кг, равна теплоте q_1'' , подведенной при $p=const$. Рабочее тело обладает свойствами идеального воздуха с $\mu=28,96$ кг/кмоль и $\kappa=1,4$. Цикл изобразить в T,s - и p,v - диаграммах.

Ответ: $p_{max}=53,7$ бар, $t_3=214$ °С, $\eta_t=0,646$.

13.8. Определить термический КПД и мощность идеального цикла ДВС со смешанным подводом теплоты (рис. 13.3), для которого задано: $p_1=1$ бар, $t_1=80$ °С, степень адиабатного сжатия $\varepsilon = v_1/v_2 = 15$, $p_3=p_4=60$ бар, температура газа в конце адиабатного расширения $t_5=400$ °С. Расход рабочего тела 1 кг/с, оно обладает свойствами идеального воздуха с $\kappa=1,4$. Цикл изобразить в T,s - и p,v - диаграммах.

Ответ: $\eta_t=0,652$, $W_t=428$ кВт.

13.9. Определить внутренний абсолютный КПД и мощность цикла ДВС со смешанным подводом теплоты (рис. 13.3), для которого задано: $p_1=1$ бар, $t_1=30$ °С, степень адиабатного сжатия $\varepsilon = v_1/v_2 = 18$, степень повышения давления $\lambda = p_3 / p_{2i} = 1,3$, температура газа в начале процесса адиабатного расширения $t_4=1500$ °С. Коэффициенты адиабатного расширения и сжатия в цилиндре одинаковы и равны $\eta_p=\eta_{сж}=0,85$. Расход рабочего тела 1 кг/с, оно обладает свойствами идеального воздуха с $\kappa=1,4$. Цикл изобразить в T,s - и p,v - диаграммах.

Ответ: $\eta_i=0,426$, $W_i=256$ кВт.

13.10. Сравнить термические КПД, максимальные температуры T_{max}

и давления p_{\max} газов в цилиндрах трех идеальных циклов ДВС с одинаковыми $q_1=500$ кДж/кг и $p_1=1$ бар, $t_1=20$ °С:

1) с подводом теплоты при постоянном объеме, $\varepsilon = \frac{v_1}{v_2} = 10$;

2) с подводом теплоты при постоянном давлении, $\varepsilon = \frac{v_1}{v_2} = 15$;

3) со смешанным подводом теплоты, $\varepsilon = \frac{v_1}{v_2} = 15$ и $\lambda = \frac{p_3}{p_2} = 1,3$.

Рабочее тело обладает свойствами идеального воздуха с $\kappa=1,4$. Циклы изобразить в T,s - диаграмме.

Ответ: 1) $\eta_t=0,602$, $T_{\max}=T_3=1093$ К, $p_{\max}=p_3=37,4$ бар ;

2) $\eta_t=0,626$, $T_{\max}=T_3=1366$ К, $p_{\max}=p_3=44,3$ бар ;

3) $\eta_t=0,656$, $T_{\max}=T_4=1365$ К, $p_{\max}=57,6$ бар .

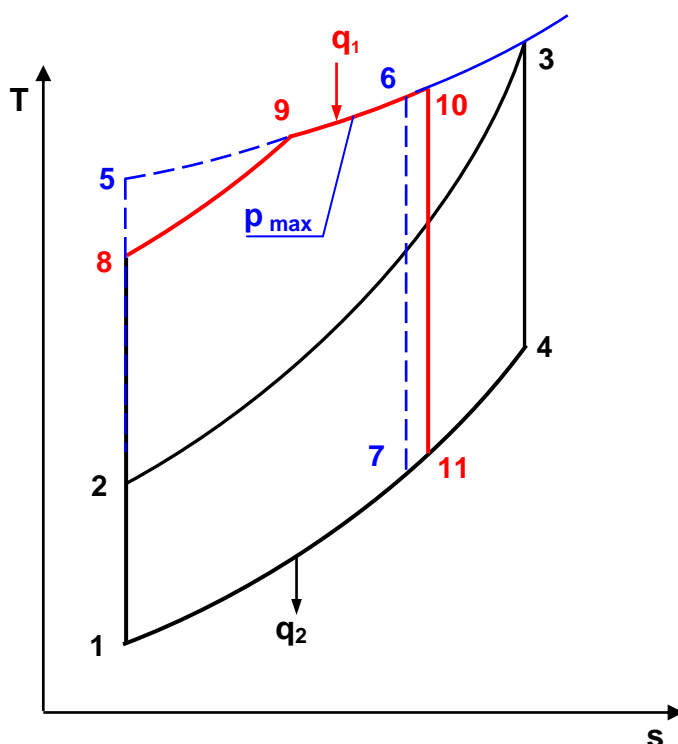


Рис. 13.4. Циклы ДВС с одинаковыми q_1 и p_{\max} в T,s - диаграмме

13.11. Сравнить термические КПД и максимальные температуры трех идеальных циклов ДВС с одинаковыми $q_1=500$ кДж/кг, максимальным давлением $p_{\max}=60$ бар, и $p_1=1$ бар, $t_1=20$ °С (рис. 13.4):

1) ДВС с подводом теплоты при постоянном объеме и $t_3=1200$ °С;

2) ДВС с подводом теплоты при постоянном давлении;

3) ДВС со смешанным подводом теплоты и $\lambda = \frac{p_9}{p_8} = 1,3$.

Рабочее тело обладает свойствами идеального воздуха с $\kappa=1,4$. Циклы изобразить в T,s - диаграмме.

- Ответ: 1) $\eta_t=0,629$, $T_{\max}=T_3=1473\text{ K}$;
2) $\eta_t=0,660$, $T_{\max}=T_3=1444\text{ K}$;
3) $\eta_t=0,633$, $T_{\max}=T_4=1450\text{ K}$.

13.2. Контрольные вопросы

1. Какие основные преимущества у ДВС по сравнению с турбинными двигателями и поршневыми паровыми машинами ?
2. Перечислите основные величины, характеризующие мощность четырехтактного ДВС.
3. Изобразите в T,s - диаграмме идеальный цикл карбюраторного (с подводом теплоты при $v=\text{const}$) ДВС.
4. Какие величины характеризуют термический КПД карбюраторного ДВС и какие ограничения существуют в технической реализации его увеличения ?
5. Изобразите в T,s - диаграмме идеальный цикл дизельного ДВС (с подводом теплоты при $p=\text{const}$).
6. Какие величины характеризуют термический КПД дизельного ДВС?
7. Какие основные недостатки имеют дизельные ДВС ?
8. Изобразите в T,s - диаграмме идеальный цикл ДВС со смешанным подводом теплоты (с подводом теплоты при $v=\text{const}$ и $p=\text{const}$).
9. Какие величины характеризуют термический КПД ДВС со смешанным подводом теплоты ?
10. Какие основные преимущества имеют ДВС со смешанным подводом теплоты по сравнению с дизельными ДВС ?

14. ЦИКЛЫ ВОЗДУШНЫХ РЕАКТИВНЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ

В реактивном двигателе сила тяги обусловлена силой реакции потока газообразных продуктов сгорания топлива, выходящих с большой скоростью из сопла двигателя во внешнюю среду.

Воздушные реактивные двигатели (ВРД) используют жидкое топливо и окислитель в виде кислорода из атмосферного воздуха (это двигатели для самолетов).

Существуют два основных типа ВРД: прямоточные ВРД и турбокомпрессорные ВРД.

Цикл прямоточного ВРД

В прямоточном ВРД используется скоростной напор воздуха летательного аппарата для предварительного сжатия воздуха в диффузоре.

Приняв условно постоянным расход рабочего тела, а его свойства – соответствующими свойствам идеального воздуха, идеальный цикл такого ВРД можно показать в p, v - и T, s - диаграммах (рис. 14.1).

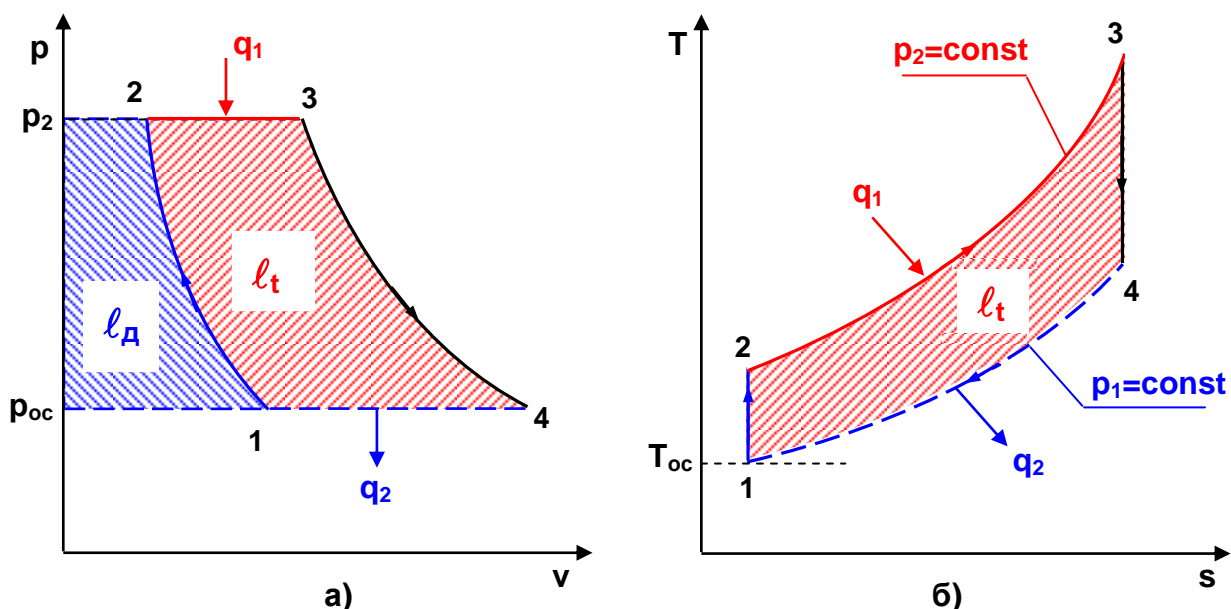


Рис. 14.1. Идеальный цикл прямоточного ВРД: а – в p, v - диаграмме; б – в T, s - диаграмме

Воздух со скоростью набегающего потока поступает в первую часть ВРД – диффузор, где за счет уменьшения скорости потока происходит увеличение давления воздуха (адиабатный процесс 1-2). Далее воздух поступает в камеру сгорания двигателя, куда впрыскивается топливо, где и осуществляется изобарное его сжигание (процесс 2-3). После камеры сгорания газы поступают в сопловой канал,

где они адиабатно расширяются до атмосферного давления (процесс 3-4). В сопловом канале скорость потока газов возрастает, а при выходе газов из сопла с большой скоростью в атмосферу возникает реактивная сила, за счет которой и происходит движение летательного аппарата. Изображенный цикл условно замкнут изобарным процессом отвода теплоты от рабочего тела 4-1.

Термический КПД ВРД соответствует выражению

$$\eta_t = \frac{\ell_t}{q_1} = 1 - \frac{q_2}{q_1} = 1 - \frac{c_p(T_4 - T_1)}{c_p(T_3 - T_2)} = 1 - \frac{T_1}{T_2} = 1 - \frac{1}{v^{\frac{\kappa-1}{\kappa}}}, \quad (14.1)$$

где $v = \frac{p_2}{p_1}$ – степень повышения давления воздуха в диффузоре,

соотношение $\frac{T_2}{T_1} = \left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} = v^{\frac{\kappa-1}{\kappa}}$ соответствует процессу 1-2.

Из уравнения (14.1) следует, что чем больше степень повышения давления в диффузоре, тем больше КПД. Увеличить величину v в ВРД можно за счет увеличения скорости набегающего потока воздуха. В свою очередь, эта скорость зависит от скорости движения самолета. Это легко показать, выразив отношение температур T_1 и T_2 из первого закона термодинамики применительно к диффузору:

$$h_2 - h_1 = c_p(T_2 - T_1) = \frac{c_1^2 - c_2^2}{2} \rightarrow \frac{T_1}{T_2} = \frac{1}{1 + \frac{c_1^2 - c_2^2}{2c_p T_1}}, \quad (14.2)$$

где c_1 и c_2 – скорости воздуха на входе и выходе из диффузора.

Из выражения (14.2) величине степени повышения давления воздуха в диффузоре соответствует уравнение

$$\frac{T_2}{T_1} = v^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} \rightarrow v = \left(1 + \frac{c_1^2 - c_2^2}{2c_p T_1}\right)^{\frac{\kappa}{\kappa-1}}. \quad (14.3)$$

Скорость воздуха на выходе из диффузора несоизмеримо мала по сравнению со скоростью воздуха на входе в диффузор, а температура воздуха на входе в диффузор – величина постоянная, поэтому величину v определяет скорость воздуха на входе в диффузор c_1 .

Из выражений (14.1) и (14.3) следует, что термический КПД ВРД будет увеличиваться с увеличением скорости движения самолета.

Цикл турбокомпрессорного ВРД

В современной авиации (при скоростях более 800 км/ч) наиболее распространены ВРД, имеющие компрессор и газовую турбину. Наличие компрессора позволяет увеличить степень сжатия воздуха в двигателе, а соответственно, и его КПД.

Идеальный цикл турбокомпрессорного ВРД в p, v - диаграмме приведен на рис. 14.2.

Процесс 1-2 на рис.14.2 соответствует сжатию воздуха в диффузоре. Работа сжатия в диффузоре l_d соответствует площади под процессом 1-2 в проекции на ось давлений. Процесс 2-3 соответствует сжатию воздуха в компрессоре l_k . Процесс 3-4 соответствует подводу теплоты к рабочему телу. Площадь под процессом 4-5 в проекции на ось давлений соответствует работе газовой турбины. Эта площадь равна работе компрессора. Процесс 5-6 соответствует расширению газов в сверхзвуковом сопле. Процесс 6-1 соответствует отводу теплоты от рабочего тела.

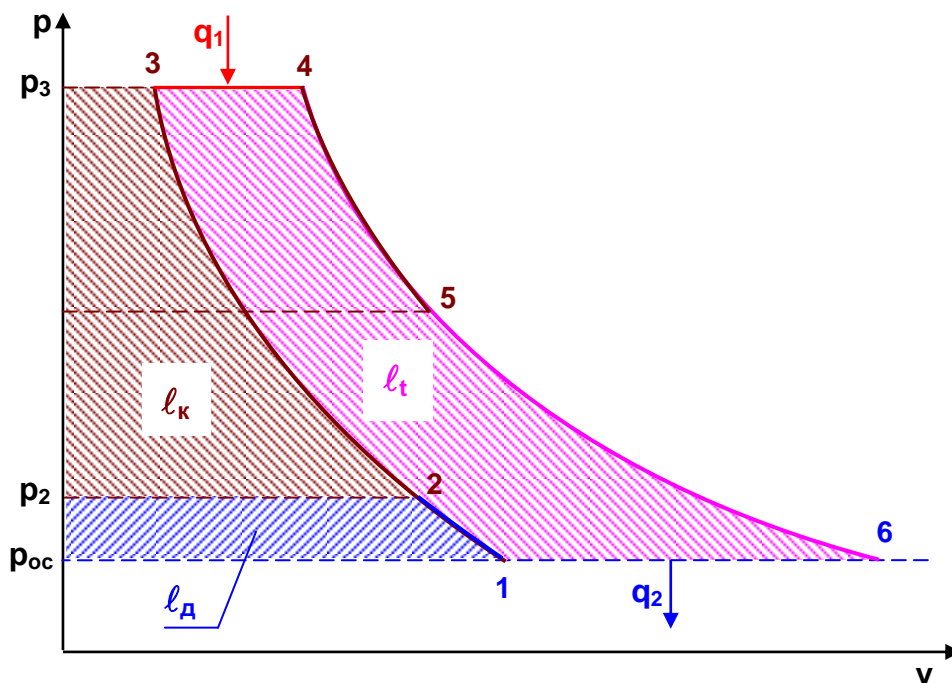


Рис. 14.2. Идеальный цикл турбокомпрессорного ВРД в p, v - диаграмме

Термический КПД такого двигателя имеет такое же расчетное выражение, как и для прямоточного ВРД:

$$\eta_t = \frac{l_t}{q_1} = 1 - \frac{q_2}{q_1} = 1 - \frac{c_p(T_6 - T_1)}{c_p(T_4 - T_3)} = 1 - \frac{T_1}{T_3} = 1 - \frac{1}{v^{\frac{\kappa-1}{\kappa}}}, \quad (14.4)$$

отличие заключается в большем значении величины v .

14.1. Задачи

Пример решения задачи:

14.1. Определить термический КПД идеального прямого цикла ВРД 1-2-3-4-1 (рис. 14.3), для которого задано: $p_1=1$ бар, $t_1=-20$ °С, скорость самолета 800 км/ч. Скорость на выходе из диффузора принять равной нулю. Рабочее тело обладает свойствами идеального воздуха с $\mu=28,96$ кг/кмоль и $\kappa=1,4$.

Решение

Для идеального цикла ВРД КПД зависит только от величины степени адиабатного повышения давления, которая определяется из уравнения (14.3):

$$\nu = \left(1 + \frac{c_1^2 - c_2^2}{2c_p T_1} \right)^{\frac{\kappa}{\kappa-1}} = \left(1 + \frac{\left(\frac{800}{3,6} \right)^2}{2000 \cdot 253} \right)^{\frac{1,4}{1,4-1}} = 1,385.$$

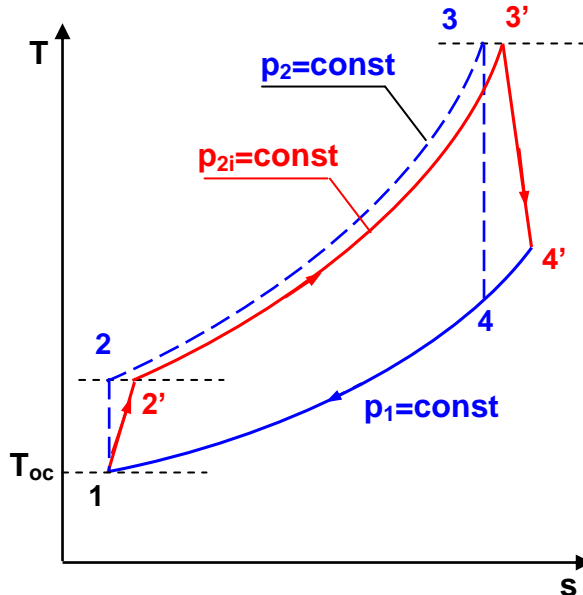


Рис. 14.3. Идеальный 1-2-3-4 и реальный 1-2'-3'-4' циклы прямого ВРД в T,s- диаграмме

Термический КПД ВРД рассчитывается по уравнению (14.4)

$$\eta_t = 1 - \frac{1}{\frac{\kappa-1}{\nu \kappa}} = 1 - \frac{1}{\frac{1,4-1}{1,385 \cdot 1,4}} = 0,0889.$$

14.2. Определить термический и внутренний абсолютный КПД прямо-точного цикла ВРД (рис. 14.3), для которого задано: $p_1=1$ бар, $t_1=0$ °С, скорость самолета 1000 км/ч, температура газа в начале процесса адиабатного расширения $t_3=1000$ °С, коэффициенты адиабатного сжатия воздуха в диффузоре $\eta_d=p_{2i}/p_2=0,95$ и адиабатного расширения в сопловом канале $\eta_c=l_{oi}/l_o=0,9$. Скорость на выходе из диффузора принять равной нулю. Рабочее тело обладает свойствами идеального воздуха с $\mu=28,96$ кг/кмоль и $\kappa=1,4$.

Ответ: $\eta_t=0,124$, $\eta_i=0,092$.

14.3. Определить термический КПД турбокомпрессорного цикла ВРД 1-2-3-4-5-6-1 (рис. 14.4), для которого задано: $p_1=1$ бар, $t_1=0$ °С, скорость самолета 1000 км/ч, степень повышения давления воздуха в компрессоре $\nu=p_3/p_2=3$. Скорость на выходе из диффузора принять равной нулю. Рабочее тело обладает свойствами идеального воздуха с $\mu=28,96$ кг/кмоль и $\kappa=1,4$.

Ответ: $\eta_t=0,360$.

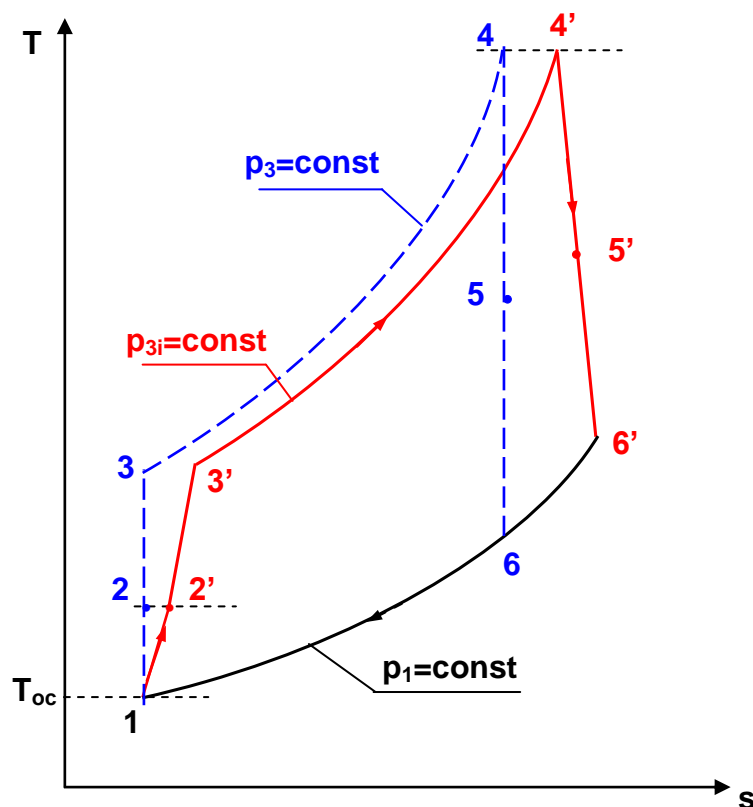


Рис. 14.4. Идеальный 1-2-3-4-5-6 и реальный 1-2'-3'-4'-5'-6' циклы турбокомпрессорного ВРД в T,s- диаграмме

14.4. Определить внутренний абсолютный КПД турбокомпрессорного цикла ВРД 1-2'-3'-4'-5-'6'-1 (рис. 14.4), для которого задано: $p_1=1$ бар, $t_1=0$ °С, скорость самолета 1000 км/ч, температура газа в начале процесса адиабатного расширения $t_{4i}=t_4=1000$ °С, коэффициенты адиабатного сжатия в диффузоре $\eta_d=p_{2i}/p_2=0,95$, в компрессоре $\eta_k=l_o/l_{oi}=0,88$ и адиабатного расширения в газовой турбине и сопловом канале $\eta_{гт}=\eta_c=l_{oi}/l_o=0,9$. Скорость на выходе из диффузора принять равной нулю. Рабочее тело обладает свойствами идеального воздуха с $\mu=28,96$ кг/кмоль и $\kappa=1,4$.

Ответ: $\eta_i=0,280$,

промежуточные результаты решения: $p_{2i}=1,509$ бар, $T_{3i}=T_3=442$ К.

14.4. Для условий предыдущей задачи определить температуру t_{5i} и давление p_{5i} газов на выходе из газовой турбины и ее внутреннюю мощность при расходе воздуха через турбокомпрессорный ВРД $G=10$ кг/с.

Ответ: $t_{5i}=869$ °С, $p_{5i}=2,96$ бар, $W_{гтi}=1,31$ МВт .

14.2. Контрольные вопросы

1. Поясните принцип работы реактивных двигателей.
2. Изобразите схему и цикл в p,v - и в T,s - диаграммах прямого воздушного реактивного двигателя (ВРД), поясните назначение его элементов и характер процессов, происходящих в них.
3. От каких величин зависит термический КПД прямого ВРД ?
4. Какие особенности имеет схема сверхзвукового прямого ВРД по сравнению с дозвуковым прямым ВРД ?
5. Изобразите схему и цикл в p,v - диаграмме турбокомпрессорного ВРД, поясните назначение его элементов и характер процессов, происходящих в них.
6. От каких величин зависит термический КПД турбокомпрессорного ВРД ?
7. Почему КПД турбокомпрессорного ВРД больше, чем КПД прямого ВРД ?

15. ЦИКЛЫ ГАЗОТУРБИННЫХ УСТАНОВОК

В газотурбинных установках (ГТУ) используется рабочее тело в виде газов, которые производят техническую работу в газовых турбинах (ГТ).

Наибольшее применение в энергетике нашли ГТУ с разомкнутым циклом (рис. 15.1).

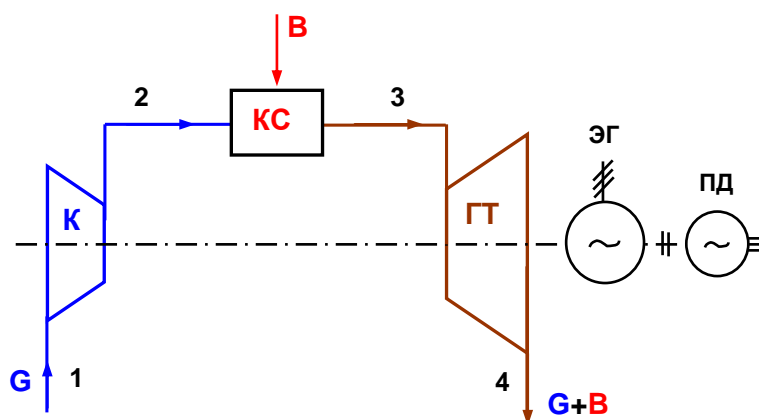


Рис. 15.1. Схема газотурбинной установки разомкнутого цикла: К – компрессор; КС – камера сгорания; ГТ – газовая турбина; ЭГ – электрический генератор; ПД – пусковой двигатель; G – расход воздуха; B – расход топлива

В таких ГТУ воздух забирается компрессором из атмосферы и при большом давлении подается в камеру сгорания, где осуществляется изобарное сжигание жидкого или газообразного топлива. Продукты сгорания органического топлива имеют температуру более 1200 °С.

Анализ термодинамической экономичности ГТУ выполняется со следующими допущениями:

1. Свойства рабочего тела ГТУ во всех точках ее процесса будем считать аналогичными свойствам идеального двухатомного воздуха с постоянной изобарной теплоемкостью.

2. Массовое количество рабочего тела во всех точках процесса будем считать одинаковым и равным количеству воздуха, поступающему в компрессор (G).

3. Условно будем считать цикл ГТУ замкнутым между точками 4 и 1 (рис. 15.2) по изобарному процессу отвода теплоты от рабочего тела. Очевидно, что газы за ГТУ охлаждаются в окружающей среде при постоянном атмосферном давлении, а воздух в компрессор поступает при том же давлении, поэтому отвод теплоты соответствует изобарному процессу между точками 4 и 1.

В соответствии с вышепринятыми допущениями обратимый (идеальный) цикл ГТУ в p,v - и T,s - диаграммах представлен на рис. 15.2.

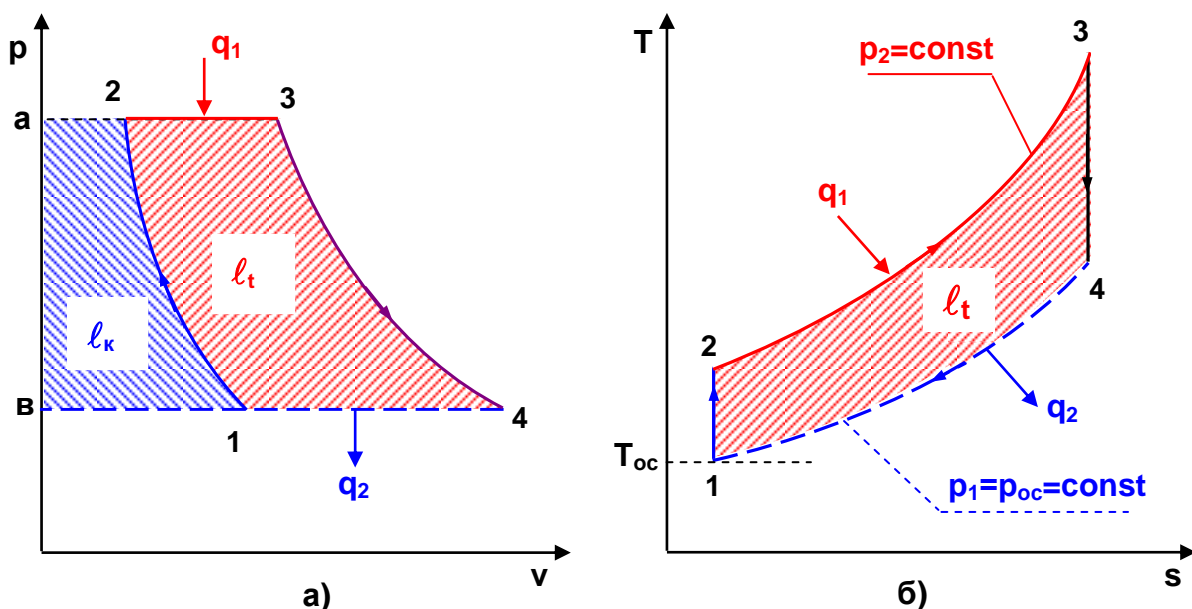


Рис. 15.2. Идеальный цикл разомкнутой ГТУ: а – в p,v - диаграмме; б – в T,s - диаграмме

Методика расчета тепловой экономичности обратимого цикла ГТУ

Удельная техническая работа обратимого адиабатного процесса сжатия воздуха в компрессоре 1-2

$$l_k = h_2 - h_1 = c_p(T_2 - T_1). \quad (15.1)$$

Удельная теплота, подведенная к рабочему телу в камере сгорания, соответствует изобарному процессу 2-3 и рассчитывается как

$$q_1 = h_3 - h_2 = c_p(T_3 - T_2). \quad (15.2)$$

Удельная техническая работа обратимого адиабатного процесса расширения газа в турбине 3-4

$$l_{ГТ} = h_3 - h_4 = c_p(T_3 - T_4). \quad (15.3)$$

Удельная теплота, отведенная от рабочего тела в окружающую среду, соответствует изобарному процессу 4-1 и рассчитывается как

$$q_2 = h_4 - h_1 = c_p(T_4 - T_1). \quad (15.4)$$

Удельная работа цикла ГТУ может определяться как разность работ турбины и компрессора или как разность подведенной к рабочему телу и отведенной от рабочего тела теплоты:

$$l_t = l_{ГТ} - l_k = q_1 - q_2. \quad (15.5)$$

Термический КПД цикла ГТУ

$$\eta_t = \frac{l_t}{q_1} = 1 - \frac{q_2}{q_1} = 1 - \frac{c_p(T_4 - T_1)}{c_p(T_3 - T_2)} = 1 - \frac{T_1}{T_2} = 1 - \frac{1}{v^{\frac{\kappa-1}{\kappa}}}, \quad (15.6)$$

где $v = \frac{p_2}{p_1}$ называют *степенью повышения давления* воздуха в компрессоре.

Из уравнения (15.6) следует, что термический КПД цикла ГТУ зависит только от степени повышения давления воздуха в компрессоре, при этом чем больше степень повышения давления в компрессоре, тем больше термический КПД цикла. Однако это не совсем так.

В качестве дополнительного показателя экономичности ГТУ введен коэффициент работы

$$\varphi = \frac{l_t}{l_{ГТ}} = \frac{l_{ГТ} - l_{К}}{l_{ГТ}} = 1 - \frac{l_{К}}{l_{ГТ}}. \quad (15.7)$$

По максимальному значению этого коэффициента можно выбрать величину $v_{\text{опт}}$.

Кроме степени повышения давления воздуха в компрессоре на тепловую экономичность идеального цикла ГТУ оказывают влияние температура газов за камерой сгорания T_3 и температура воздуха на входе в компрессор T_1 . При увеличении температуры T_3 и уменьшении T_1 увеличиваются значения термического КПД и $v_{\text{опт}}$.

Тепловая экономичность реального цикла ГТУ

Необратимость в реальном цикле ГТУ характеризуется наличием трения в адиабатных процессах сжатия 1-2' и расширения 3-4' рабочего тела в компрессоре и газовой турбине (рис. 15.3).

Необратимость адиабатных процессов в компрессоре и в турбине характеризуют: адиабатный коэффициент компрессора и внутренний относительный КПД турбины

$$\eta_{К} = \frac{l_{К}}{l_{Кi}} = \frac{c_p(T_2 - T_1)}{c_p(T_{2i} - T_1)} = \frac{T_2 - T_1}{T_{2i} - T_1}; \quad (15.8)$$

$$\eta_{ГТ} = \frac{l_{ГТi}}{l_{ГТ}} = \frac{c_p(T_3 - T_{4i})}{c_p(T_3 - T_4)} = \frac{T_3 - T_{4i}}{T_3 - T_4}. \quad (15.9)$$

Используя эти коэффициенты, рассчитывают действительные температуры в конце адиабатных процессов:

$$T_{2i} = T_1 + \frac{T_2 - T_1}{\eta_k}; \quad (15.10)$$

$$T_{4i} = T_3 - \eta_{ГТ}(T_3 - T_4). \quad (15.11)$$

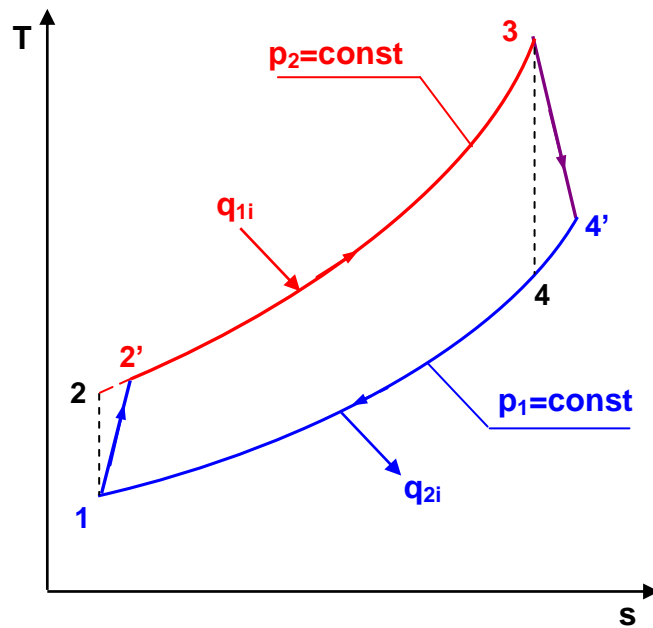


Рис. 15.3. Реальный (необратимый) цикл разомкнутой ГТУ в T,s- диаграмме

Определение работ компрессора, турбины и цикла, подведенной и отведенной теплоты к рабочему телу ведется аналогично идеальному циклу ГТУ, но с использованием реальных параметров рабочего тела:

$$l_{ki} = \frac{c_p(T_2 - T_1)}{\eta_k} = c_p(T_{2i} - T_1); \quad (15.12)$$

$$q_{1i} = c_p(T_3 - T_{2i}); \quad (15.13)$$

$$l_{ГТi} = \eta_{ГТ}c_p(T_3 - T_4) = c_p(T_3 - T_{4i}); \quad (15.14)$$

$$q_{2i} = c_p(T_{4i} - T_1); \quad (15.15)$$

$$l_i = l_{ГТi} - l_{ki} = q_{1i} - q_{2i}. \quad (15.16)$$

Тепловая экономичность действительного цикла ГТУ на первом этапе характеризуется внутренним абсолютным КПД

$$\eta_{ji} = \frac{l_i}{q_{1i}} = \frac{l_{ГТi} - l_{ki}}{q_{1i}} = \frac{c_p(T_3 - T_4)\eta_{ГТ} - c_p(T_2 - T_1)\frac{1}{\eta_k}}{c_p(T_3 - T_{2i})}. \quad (15.17)$$

Тепловая экономичность действительного цикла ГТУ зависит от

следующих величин: v , T_1 , T_3 , η_k , $\eta_{ГТ}$. При этом есть оптимальные значения $v_{\text{опт1}}$ и $v_{\text{опт2}}$, которые соответствуют максимальным значениям КПД и работы цикла.

Регенеративный цикл ГТУ

Схема и цикл в T,s - диаграмме регенеративной ГТУ представлены на рис. 15.4 , 15.5.

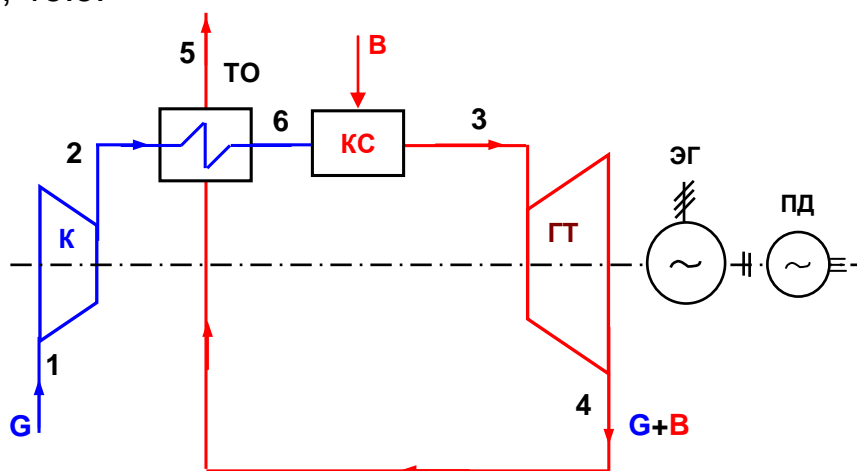


Рис. 15.4. Схема регенеративной ГТУ разомкнутого цикла: К – компрессор; ТО – теплообменник; КС – камера сгорания; ГТ – газовая турбина; ЭГ – электрический генератор; ПД – пусковой двигатель; G – расход воздуха; B – расход топлива

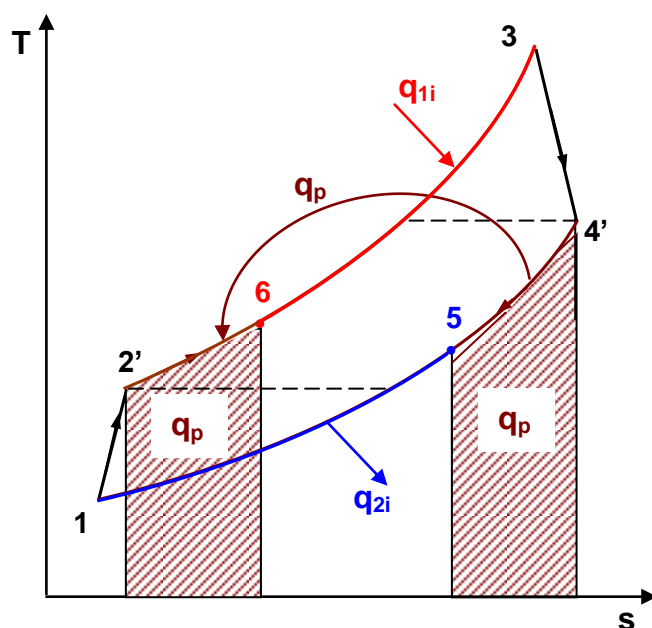


Рис. 15.5. Действительный регенеративный цикл разомкнутой ГТУ в T,s - диаграмме

В регенеративном цикле ГТУ воздух после компрессора поступает в теплообменник (ТО), где он нагревается за счет уходящих газов турбины.

Газы, выходящие из турбины с температурой T_{4i} , теоретически могут быть охлаждены в регенеративном теплообменнике до температуры выходящего из компрессора воздуха T_{2i} . Однако в соответствии со вторым законом термодинамики для передачи теплоты от газов воздуху необходимо наличие разности температур между ними. Поэтому газы охлаждаются в ТО до температуры $T_5 > T_{2i}$, а воздух нагревается до температуры $T_6 < T_{4i}$. В связи с этим данный цикл характеризуется величиной, которая называется степенью регенерации:

$$\sigma_p = \frac{q_{pi}}{q_{pi_{\max}}} = \frac{c_p(T_{4i} - T_5)}{c_p(T_{4i} - T_{2i})} = \frac{c_p(T_6 - T_{2i})}{c_p(T_{4i} - T_{2i})}, \quad (15.18)$$

где $q_{pi} = c_p(T_{4i} - T_5) = c_p(T_6 - T_{2i})$ – теплота регенерации;

$q_{pi_{\max}} = c_p(T_{4i} - T_{2i})$ – максимальная теплота регенерации.

Подведенная q_{1i}^p и отведенная q_{2i}^p от рабочего тела теплота в регенеративном цикле ГТУ уменьшается по сравнению с q_{1i} и q_{2i} в простом цикле ГТУ на величину теплоты регенерации:

$$q_{1i}^p = c_p(T_3 - T_6) = c_p(T_3 - T_{2i}) - q_{pi}; \quad (15.19)$$

$$q_{2i}^p = c_p(T_5 - T_1) = c_p(T_{4i} - T_1) - q_{pi}. \quad (15.20)$$

Работа газовой турбины и компрессора в регенеративном цикле ГТУ рассчитывается так же, как и в простом цикле:

$$\ell_{ГТi}^p = c_p(T_3 - T_{4i}); \quad (15.21)$$

$$\ell_{Кi}^p = c_p(T_{2i} - T_1). \quad (15.22)$$

Внутренний абсолютный КПД регенеративной ГТУ всегда больше, чем у аналогичной простой ГТУ, т.к. работы циклов у них одинаковые, а $q_{1i}^p < q_{1i}$:

$$\eta_i^p = \frac{\ell_{ГТi}^p - \ell_{Кi}^p}{c_p(T_3 - T_{2i}) - q_p} > \eta_i = \frac{\ell_{ГТi} - \ell_{Кi}}{c_p(T_3 - T_{2i})}. \quad (15.23)$$

Регенеративный цикл ГТУ с двухступенчатым сжатием и расширением рабочего тела

Схема регенеративной ГТУ с двухступенчатым сжатием, промежуточным охлаждением и двухступенчатым подводом теплоты к рабочему телу показана на рис. 15.6, а ее цикл в T,s - диаграмме – на рис. 15.7.

Такие сложные циклы и схемы ГТУ нашли практическое применение

ние при температуре газов перед газовой турбиной, не превышающей $750\text{ }^{\circ}\text{C}$. Количество кислорода в газах, выходящих из первой камеры сгорания, при таких температурах достаточно для сжигания топлива во второй камере сгорания.

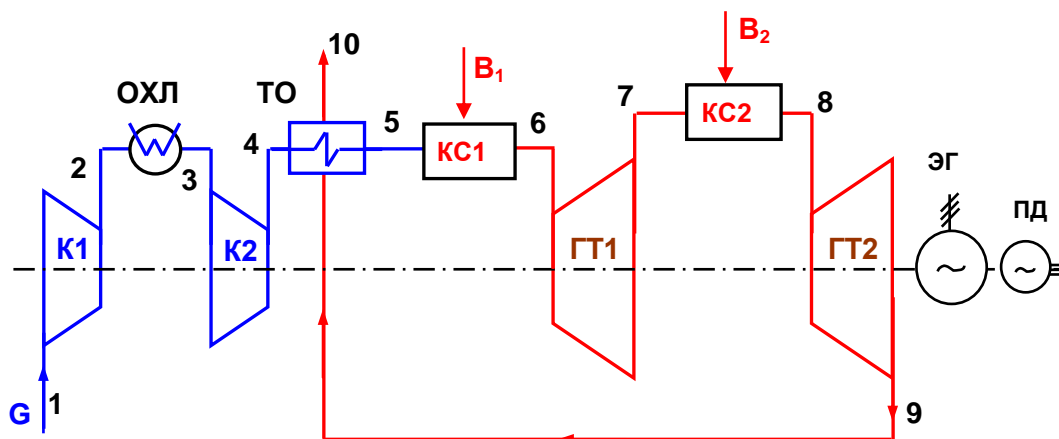


Рис. 15.6. Схема регенеративной двухступенчатой ГТУ: К1, К2 – компрессор 1-й и 2-й ступеней; ТО – теплообменник; ГТ1, ГТ2 – газовая турбина 1-й и 2-й ступеней; КС1, КС2 – камеры сгорания, ЭГ – электрический генератор; ПД – пусковой двигатель; ОХЛ – охладитель

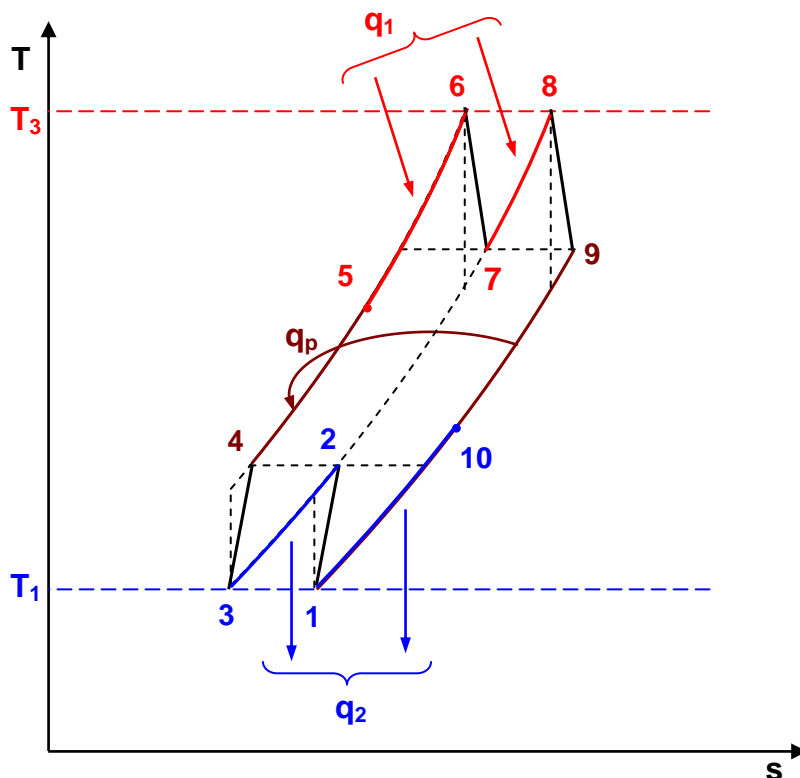


Рис. 15.7. Регенеративный цикл ГТУ с двухступенчатым сжатием и расширением рабочего тела в T,s - диаграмме

Оптимальное распределение повышения давления между ступенями компрессора соответствует выражению

$$v_1 = \frac{p_2}{p_1} = v_2 = \frac{p_4}{p_3} = \sqrt{\frac{p_4}{p_1}}. \quad (15.24)$$

При этом охлаждение воздуха за первой ступенью компрессора осуществляется до $T_3=T_1$.

Расширение газа в турбинах ГТ1 и ГТ2 происходит от $T_6=T_8$ в интервале тех же отношений давлений, что и в компрессорах:

$$v_1 = \frac{p_2}{p_1} = \frac{p_8}{p_9} = v_2 = \frac{p_4}{p_3} = \frac{p_6}{p_7}.$$

Степень регенерации такого цикла определяется величиной

$$\sigma_p = \frac{q_p}{q_{p_{\max}}} = \frac{c_p(T_5 - T_4)}{c_p(T_9 - T_4)} = \frac{c_p(T_9 - T_{10})}{c_p(T_9 - T_4)}. \quad (15.25)$$

В соответствии с этими условиями теплота, подведенная к рабочему телу, в данном цикле рассчитывается как

$$q_1 = c_p(T_6 - T_5) + c_p(T_8 - T_7). \quad (15.26)$$

Теплота, отведенная от рабочего тела, определяется суммой теплоты с уходящими газами и теплоты, отведенной от воздуха в охладителе:

$$q_2 = c_p(T_{10} - T_1) + c_p(T_2 - T_3). \quad (15.27)$$

Работа компрессора ГТУ представляет собой сумму работ первой и второй ступеней компрессора:

$$l_k = l_{k1} + l_{k2} = c_p(T_2 - T_1) + c_p(T_4 - T_3). \quad (15.28)$$

Работа газовой турбины представляет собой сумму работ первой и второй ступеней турбины:

$$l_{\text{ГТ}} = l_{\text{ГТ1}} + l_{\text{ГТ2}} = c_p(T_6 - T_7) + c_p(T_8 - T_9). \quad (15.29)$$

Работа цикла и внутренний абсолютный КПД такой ГТУ рассчитываются стандартным образом:

$$\eta_i = \frac{l_i}{q_1} = \frac{q_1 - q_2}{q_1} = \frac{l_{\text{ГТ}} - l_k}{q_1}.$$

15.1. Задачи

Пример решения задачи:

15.1. Определить термический и внутренний абсолютный КПД простого разомкнутого цикла ГТУ с подводом теплоты при $p=\text{const}$, для которого заданы: давление и температура воздуха перед компрессо-

ром $p_1=1$ бар, $t_1=20$ °С, температура газов на выходе из камеры сгорания $t_3=1000$ °С, степень повышения давления воздуха в компрессоре $v=9$, коэффициент адиабатного сжатия в компрессоре $\eta_k=0,85$ и внутренний относительный КПД газовой турбины $\eta_{гт}=0,9$. Рабочее тело обладает свойствами идеального воздуха с постоянными изобарными и изохорными теплоемкостями.

Решение

Для идеального цикла ГТУ КПД определяется только величиной v :

$$\eta_t = 1 - \frac{T_1}{T_2} = 1 - \frac{1}{v^{\frac{\kappa-1}{\kappa}}} = 1 - \frac{1}{9^{\frac{1,4-1}{1,4}}} = 0,466.$$

Для реального цикла ГТУ определяются температуры газа за компрессором и газовой турбиной на основании этих же температур в конце обратимых адиабатных процессов и коэффициентов η_k , $\eta_{гт}$.

$$T_2 = T_1 \cdot v^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} = 293 \cdot 9^{\frac{1,4-1}{1,4}} = 548,9 \text{ К};$$

$$T_{2i} = T_1 + \frac{T_2 - T_1}{\eta_k} = 293 + \frac{548,9 - 293}{0,85} = 594 \text{ К};$$

$$T_4 = \frac{T_3}{v^{\frac{\kappa-1}{\kappa}}} = \frac{1273}{9^{\frac{1,4-1}{1,4}}} = 679,5 \text{ К};$$

$$T_{4i} = T_3 - \eta_{гт}(T_3 - T_4) = 1273 - 0,9(1273 - 679,5) = 738,9 \text{ К}.$$

Внутренний абсолютный КПД цикла ГТУ

$$\eta_i = \frac{l_i}{q_{1i}} = 1 - \frac{q_{2i}}{q_{1i}} = 1 - \frac{c_p(T_{4i} - T_1)}{c_p(T_3 - T_{2i})} = 1 - \frac{738,9 - 293}{1273 - 594} = 0,343.$$

15.2. Для простого разомкнутого идеального цикла ГТУ с подводом теплоты при $p=\text{const}$ заданы: давление и температура воздуха перед компрессором $p_1=1$ бар, $t_1=10$ °С, давление и температура газов на выходе из камеры сгорания $p_3=10$ бар, $t_3=1000$ °С. Расход воздуха через компрессор $G=60$ кг/с. Рабочее тело обладает свойствами идеального воздуха с постоянными изобарными и изохорными теплоемкостями.

Определить:

1) мощности: компрессора W_k , газовой турбины $W_{гт}$, всей ГТУ W_t ;

- 2) термический КПД цикла и коэффициент работы φ_t ;
 3) термический КПД и коэффициент работы φ_t^p регенеративного цикла ГТУ при тех же параметрах и степени регенерации $\sigma_p=0,6$.
 Изобразить циклы в T,s - диаграмме.

Ответ: 1) $W_k=15,8$ МВт, $W_{ГТ}=36,8$ МВт, $W_t=21$ МВт ;

2) $\eta_t=0,482$, $\varphi_t=0,57$;

3) $\eta_t^p=0,532$, $\varphi_t^p=0,57$.

15.3. Для исходных данных задачи 15.2 определить аналогичные величины для действительного цикла ГТУ, имеющего коэффициент адиабатного сжатия в компрессоре $\eta_k=0,85$ и внутренний относительный КПД газовой турбины $\eta_{ГТ}=0,88$.

Изобразить циклы в T,s - диаграмме.

Ответ: 1) $W_{кi}=18,6$ МВт, $W_{ГТi}=32,4$ МВт, $W_i=13,8$ МВт ;

2) $\eta_i=0,338$, $\varphi_i=0,426$;

3) $\eta_i^p=0,386$, $\varphi_i^p=0,426$.

15.4. Для идеального цикла ГТУ с двухступенчатым сжатием и расширением, промежуточным охлаждением и двухступенчатым подводом теплоты к рабочему телу (рис. 15.6 и 15.7) задано: давление и температура воздуха перед компрессором $p_1=1$ бар, $t_1=17$ °С, максимальное давление $p_4=16$ бар, температура газов на выходе из камер сгорания $t_6=t_8=800$ °С. Расход воздуха через компрессор $G=100$ кг/с.

Принять повышение давления в ступенях компрессора и расширение в ступенях турбины одинаковыми: $v_1=v_2=p_6/p_7=p_8/p_9$, а температуру воздуха за охладителем $t_3=t_1$.

Рабочее тело обладает свойствами идеального воздуха с постоянными изобарными и изохорными теплоемкостями.

Определить:

1) мощности: компрессора W_k , газовой турбины $W_{ГТ}$, всей ГТУ W_t ;

2) термический КПД цикла и коэффициент работы φ_t ;

3) термический КПД и коэффициент работы φ_t^p регенеративного цикла ГТУ при тех же параметрах и степени регенерации $\sigma_p=0,6$;

Изобразить циклы в T,s - диаграмме.

Ответ: 1) $W_k=28,2$ МВт, $W_{ГТ}=70,2$ МВт, $W_t=42$ МВт ;

2) $\eta_t=0,423$, $\varphi_t=0,598$;

3) $\eta_t^p=0,513$, $\varphi_t^p=0,598$.

15.5. Для исходных данных задачи 15.4 определить аналогичные величины для действительного цикла ГТУ, имеющего коэффициенты адиабатного сжатия в компрессорах $\eta_{к1}=\eta_{к2}=0,86$ и внутренние относительные КПД газовой турбины $\eta_{ГТ1}=\eta_{ГТ2}=0,9$.

Изобразить циклы в T,s - диаграмме.

- Ответ: 1) $W_{кi}=32,8$ МВт, $W_{гi}=63,2$ МВт, $W_i=30,4$ МВт ;
 2) $\eta_i=0,325$, $\varphi_i=0,481$;
 3) $\eta_i^p=0,404$, $\varphi_i^p=0,481$.

15.6. Для простого замкнутого цикла ГТУ с подводом и отводом теплоты при $p=\text{const}$, использующего в качестве рабочего тела гелий ($\mu_{He}=4$ кг/кмоль), задано: давление и температура гелия перед компрессором $p_1=1$ бар, $t_1=27$ °С, давление и температура газов на входе в турбину $p_3=6$ бар, $t_3=1200$ °С. Расход гелия в цикле $G=10$ кг/с. Коэффициент адиабатного сжатия в компрессоре $\eta_k=0,87$, внутренний относительный КПД газовой турбины $\eta_{гt}=0,9$.

Рабочее тело обладает свойствами идеального газа с постоянными изобарными и изохорными теплоемкостями.

Определить:

- 1) мощности: компрессора $W_{кi}$, газовой турбины $W_{гi}$, всей ГТУ W_i ;
 - 2) внутренний абсолютный КПД цикла и коэффициент работы φ_i ;
 - 3) внутренний абсолютный КПД и коэффициент работы φ_i^p регенеративного цикла ГТУ при тех же параметрах и степени регенерации $\sigma_p=0,6$;
- Изобразить схему замкнутого цикла ГТУ и ее цикл в T,s - диаграмме.

- Ответ: 1) $W_{кi}=18,8$ МВт, $W_{гi}=35,2$ МВт, $W_i=16,4$ МВт ;
 2) $\eta_i=0,3904$, $\varphi_i=0,466$;
 3) $\eta_i^p=0,433$, $\varphi_i^p=0,466$.

15.7. Для простого разомкнутого цикла ГТУ с подводом теплоты при $p=\text{const}$ заданы: температура воздуха перед компрессором $t_1=17$ °С, температура газов на выходе из камеры сгорания $t_3=900$ °С, внутренняя удельная работа газовой турбины $\ell_{гt}=450$ кДж/кг. Расход воздуха через компрессор $G=60$ кг/с. Коэффициент адиабатного сжатия в компрессоре $\eta_k=0,87$ и внутренний относительный КПД газовой турбины $\eta_{гt}=0,9$.

Рабочее тело обладает свойствами идеального воздуха с постоянными изобарными и изохорными теплоемкостями.

Определить:

- 1) мощность ГТУ W_i ;
- 2) внутренний абсолютный КПД цикла .

Изобразить цикл в T,s - диаграмме.

- Ответ: 1) $W_i=12,14$ МВт ;
 2) $\eta_i=0,318$.

15.8. Для разомкнутого регенеративного цикла ГТУ с подводом теплоты при $p=\text{const}$ (рис. 15.4) заданы: давление и температура воздуха перед компрессором $p_1=1$ бар, $t_1=17$ °С, давление и температура газов на входе в турбину $p_3=7$ бар, $t_3=900$ °С, удельная теплота

$q_{1i}=540$ кДж/кг. Расход воздуха через компрессор $G=100$ кг/с. Коэффициент адиабатного сжатия в компрессоре $\eta_k=0,87$ и внутренний относительный КПД газовой турбины $\eta_{гт}=0,9$.

Рабочее тело обладает свойствами идеального воздуха с постоянными изобарными и изохорными теплоемкостями.

Определить:

- 1) степень регенерации цикла σ_p ;
- 2) мощность ГТУ W_i ;
- 3) внутренний абсолютный КПД цикла .

Изобразить цикл в T,s - диаграмме.

- Ответ: 1) $\sigma_p=0,529$;
 2) $W_i=20,25$ МВт ;
 3) $\eta_i=0,375$.

15.9. Для разомкнутого цикла ГТУ с двухступенчатым сжатием и промежуточным охлаждением (рис. 15.8) задано: давление и температура воздуха перед компрессором $p_1=1$ бар, $t_1=17$ °С, максимальное давление $p_4=16$ бар, температура газов на выходе из камеры сгорания $t_5=1200$ °С. Расход воздуха через компрессор $G=100$ кг/с.

Принять повышения давления в ступенях компрессора одинаковыми: $v_1=v_2$, а температуру воздуха за охладителем $t_3=t_1$. Коэффициенты адиабатного сжатия в компрессорах $\eta_{k1}=\eta_{k2}=0,87$ и внутренний относительный КПД газовой турбины $\eta_{гт}=0,9$.

Рабочее тело обладает свойствами идеального воздуха с постоянными изобарными и изохорными теплоемкостями.

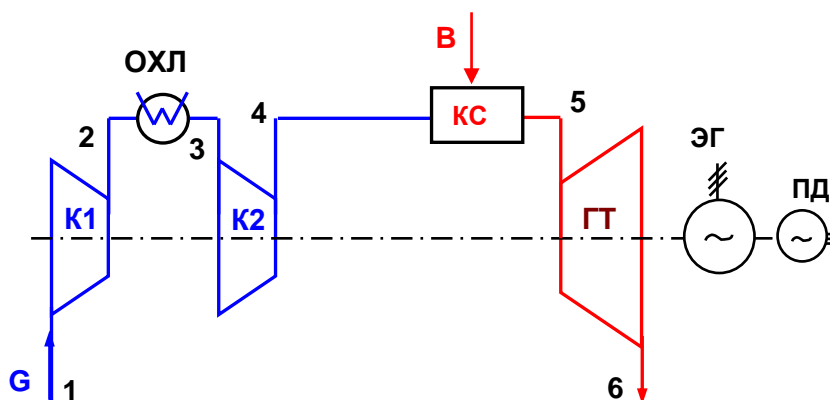


Рис. 15.8. Схема ГТУ с двухступенчатым сжатием:
 K1, K2 – компрессоры 1-й и 2-й ступеней; ГТ – газовая турбина;
 КС – камера сгорания, ЭГ – электрический генератор; ПД – пусковой двигатель; ОХЛ – охладитель

Определить:

- 1) мощности компрессоров W_{ki} , газовой турбины $W_{гтi}$, всей ГТУ W_i ;
- 2) внутренний абсолютный КПД цикла и коэффициент работы ϕ_i ;
- 3) внутренний абсолютный КПД и коэффициент работы $\phi_{i1ст}$ анало-

гичного цикла с одноступенчатым сжатием до $p_2=16$ бар и $\eta_k=0,87$;
Оценить целесообразность использования многоступенчатого сжатия в ГТУ.

Изобразить циклы в T,s - диаграмме.

Ответ: 1) $W_{ki}=32,4$ МВт, $W_{ГТ1}=73,5$ МВт, $W_i=38,8$ МВт ;

2) $\eta_i=0,390$, $\varphi_i=0,528$;

3) $\eta_{i\ 1ст}=0,410$, $\varphi_{i\ 1ст}=0,452$;

($W_{ki\ 1ст}=40,3$ МВт, $W_{ГТ1\ 1ст}=73,5$ МВт, $W_{i\ 1ст}=33,2$ МВт) .

Вывод: за счет введения двухступенчатого сжатия снижается мощность компрессора и увеличивается полезная мощность ГТУ, при этом КПД ГТУ снижается незначительно.

15.10. Для цикла ГТУ с двухступенчатым расширением и подводом теплоты к рабочему телу (рис. 15.9) задано: давление и температура воздуха перед компрессором $p_1=1$ бар, $t_1=17$ °С, давление за компрессором $p_2=16$ бар, температура газов на выходе из камер сгорания $t_3=t_5=800$ °С. Расход воздуха через компрессор $G=100$ кг/с.

Принять в ступенях турбины одинаковые отношения давлений $p_3/p_4=p_5/p_6$, коэффициент адиабатного сжатия в компрессоре $\eta_k=0,87$, внутренние относительные КПД газовых турбин $\eta_{ГТ1}=\eta_{ГТ2}=0,9$.

Рабочее тело обладает свойствами идеального воздуха с постоянными изобарными и изохорными теплоемкостями.

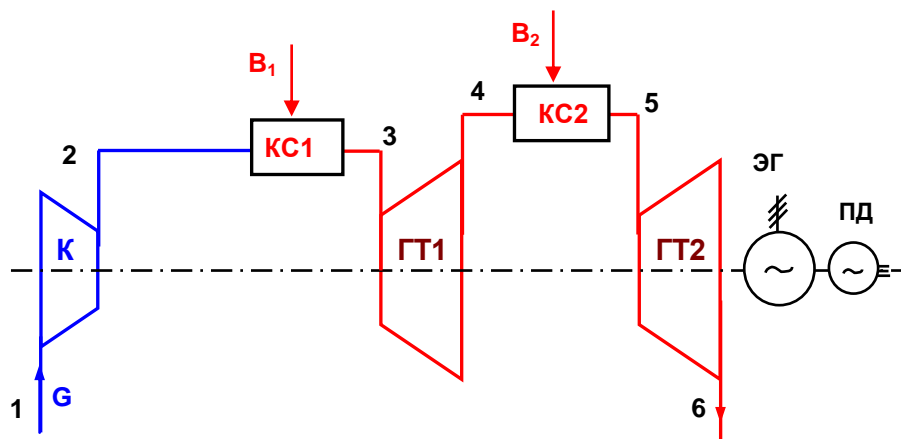


Рис. 15.9. Схема ГТУ с двухступенчатым расширением: К – компрессор; ГТ1, ГТ2 – газовые турбины 1-й и 2-й ступеней; КС1, КС2 – камеры сгорания; ЭГ – электрический генератор; ПД – пусковой двигатель

Определить:

1) мощности компрессора W_{ki} , газовой турбины $W_{ГТi}$, всей ГТУ W_i ;

2) внутренний абсолютный КПД цикла и коэффициент работы φ_i ;

3) внутренний абсолютный КПД и коэффициент работы $\varphi_{i\ 1ст}$ аналогичного цикла с одноступенчатым расширением и $\eta_{ГТ}=0,9$.

Оценить целесообразность использования многоступенчатого расширения в ГТУ.

Изобразить циклы в T,s- диаграмме.

Ответ: 1) $W_{ki}=40,2$ МВт, $W_{ГТi}=63,2$ МВт, $W_i=23$ МВт ;

2) $\eta_i=0,33$, $\varphi_i=0,364$;

3) $\eta_i=0,3305$, $\varphi_{i1CT}=0,238$ ($W_{ki1CT}=40,2$ МВт, $W_{ГТi1CT}=52,8$ МВт, $W_{i1CT}=12,6$ МВт);

Вывод: за счет введения двухступенчатого расширения увеличивается мощность турбины и увеличивается полезная мощность ГТУ, при этом КПД ГТУ снижается незначительно.

15.11. Для цикла ГТУ с двухступенчатым сжатием и расширением, промежуточным охлаждением и двухступенчатым подводом теплоты к рабочему телу (рис. 15.10) задано: давление и температура воздуха перед компрессором $p_1=1$ бар, $t_1=17$ °С, максимальное давление $p_4=8$ бар, температура газов на выходе из камер сгорания $t_5=t_7=750$ °С. Расход воздуха через компрессор $G=300$ кг/с.

Принять повышение давлений в ступенях компрессора и расширения в ступенях турбины одинаковыми: $v_1=v_2=p_5/p_6=p_7/p_8$, температуру воздуха за охладителем $t_3=t_1$. Коэффициенты адиабатного сжатия в компрессорах $\eta_{k1}=\eta_{k2}=0,88$, внутренние относительные КПД газовых турбин $\eta_{ГТ1}=\eta_{ГТ2}=0,9$.

Рабочее тело обладает свойствами идеального воздуха с постоянными изобарными и изохорными теплоемкостями.

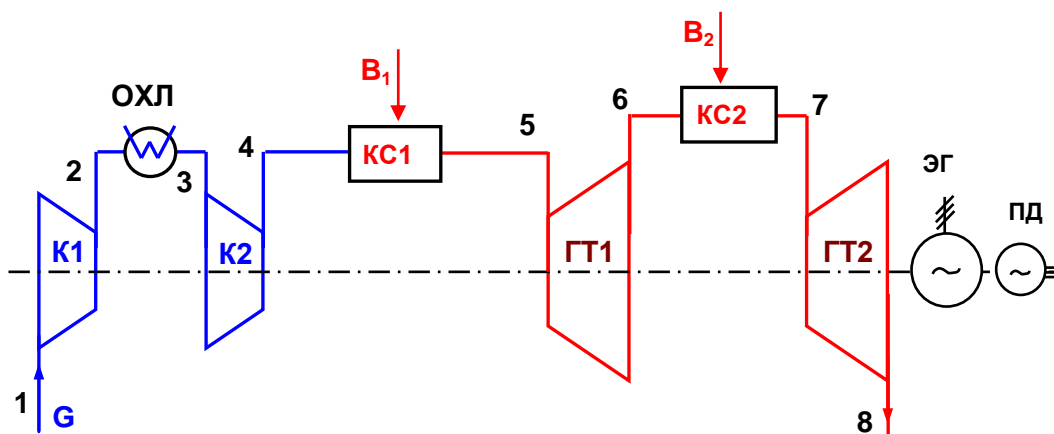


Рис. 15.10. Схема двухступенчатой ГТУ: К1, К2 – компрессор 1-й и 2-й ступеней; ГТ1, ГТ2 – газовая турбина 1-й и 2-й ступеней; КС1, КС2 – камеры сгорания; ЭГ – электрический генератор; ПД – пусковой двигатель; ОХЛ – охладитель

Определить:

1) мощности компрессора W_{ki} , газовой турбины $W_{ГТi}$, всей ГТУ W_i ;

2) внутренний абсолютный КПД и коэффициент работы цикла ;

3) внутренний абсолютный КПД регенеративного цикла ГТУ при тех же параметрах и степени регенерации $\sigma_p=0,6$;

4) внутренний абсолютный КПД и коэффициент работы аналогичного цикла с одноступенчатым сжатием и расширением;

5) внутренний абсолютный КПД аналогичного регенеративного цикла с одноступенчатым сжатием, расширением и степенью регенерации $\sigma_p=0,6$;

Оценить целесообразность использования многоступенчатого сжатия и расширения в ГТУ.

Изобразить циклы в T, s - диаграмме.

Ответ: 1) $W_{ki}=68,4$ МВт, $W_{гтi}=142$ МВт, $W_i=73,6$ МВт ;

2) $\eta_i=0,287$, $\varphi=0,518$;

3) $\eta_i^p=0,392$;

4) $\eta_i=0,298$, $\varphi=0,329$ ($W_{ki}=83$ МВт, $W_{гтi}=124$ МВт, $W_i=41$ МВт);

5) $\eta_i^p=0,316$.

Вывод: за счет введения двухступенчатого сжатия и расширения увеличивается мощность турбины и уменьшается мощность компрессора, что приводит к увеличению мощности ГТУ и ее КПД при введении регенерации. При отсутствии регенерации простая схема имеет больший КПД.

15.12. Для разомкнутого цикла ГТУ с подводом теплоты при $p=\text{const}$ задано: давление и температура воздуха перед компрессором $p_1=1$ бар, $t_1=0$ °С, давление и температура газов на входе в турбину $p_3=14$ бар, $t_3=1100$ °С. Расход воздуха через компрессор $G=400$ кг/с. Коэффициент адиабатного сжатия в компрессоре $\eta_k=0,88$, внутренний относительный КПД газовой турбины $\eta_{гт}=0,9$.

Определить:

1) мощности компрессора W_{ki} , газовой турбины $W_{гтi}$, всей ГТУ W_i ;

2) внутренний абсолютный КПД цикла ;

3) внутренний абсолютный КПД регенеративного цикла ГТУ при тех же параметрах и степени регенерации $\sigma_p=0,6$;

Расчеты выполнить двумя способами:

А. Используя таблицы термодинамических свойств идеального воздуха (табл. П2.3) или [15];

В. Считая воздух идеальным газом с постоянными изобарными и изохорными теплоемкостями.

Сделать выводы о целесообразности использования таблиц термодинамических свойств идеального воздуха при расчете ГТУ.

Ответ: А: 1) $W_{ki}=139,9$ МВт, $W_{гтi}=275,2$ МВт, $W_i=135,3$ МВт ;

2) $\eta_i=0,393$;

3) $\eta_i^p=0,447$.

В: 1) $W_{ki}=139,7$ МВт, $W_{гтi}=261,7$ МВт, $W_i=122,0$ МВт ;

2) $\eta_i=0,406$;

3) $\eta_i^p=0,440$.

Выводы: погрешность по мощности достигает 9,6 % (13,3 МВт),

по КПД – 3,2 % (относительных), что указывает на необходимость использования таблиц термодинамических свойств идеального воздуха при расчете ГТУ.

15.2. Контрольные вопросы

1. Какие основные достоинства и недостатки у ГТУ, выполненных по разомкнутой схеме ?
2. Какие допущения принимают в термодинамике при рассмотрении тепловой экономичности разомкнутого цикла ГТУ с изобарным подводом теплоты к рабочему телу ?
3. Какое влияние оказывает на тепловую экономичность идеального цикла ГТУ степень повышения давления воздуха в компрессоре, есть ли оптимальное ее значение, если есть, то как оно выбирается ?
4. С какой целью для ГТУ вводится коэффициент работы φ ?
5. Какое влияние оказывает на тепловую экономичность реального цикла ГТУ степень повышения давления воздуха в компрессоре, есть ли оптимальное ее значение, если есть, то как оно выбирается ?
6. Какое влияние оказывают на тепловую экономичность реального цикла ГТУ температура воздуха на входе в компрессор T_1 и температура газов на выходе из камеры сгорания T_3 ? Как эти температуры влияют на оптимальное значение степени повышения давления воздуха в компрессоре ?
7. Какие особенности имеет регенеративный цикл разомкнутой схемы ГТУ по сравнению с регенеративным циклом ПТУ ?
8. Какое отличие в оптимальных значениях степени повышения давления воздуха в компрессоре для реального регенеративного цикла ГТУ по сравнению с аналогичным простым циклом ГТУ ?
9. К какому циклу приближается регенеративный цикл ГТУ с двухступенчатым сжатием, промежуточным охлаждением и двухступенчатым подводом теплоты к рабочему телу ?

16. ЦИКЛЫ ПАРОТУРБИННЫХ УСТАНОВОК

16.1. Базовый цикл ПТУ – цикл Ренкина

Современный базовый (простой) цикл паротурбинной установки (ПТУ) был предложен в пятидесятых годах XIX века шотландским инженером-физиком У.Ренкиным, поэтому его часто называют циклом Ренкина.

Это цикл ПТУ на перегретом водяном паре и сжатии рабочего тела в жидкой фазе. Схема такой ПТУ представлена на рис.16.1, а ее цикл в T,s- и h,s- диаграммах показан на рис.16.2, 16.3.

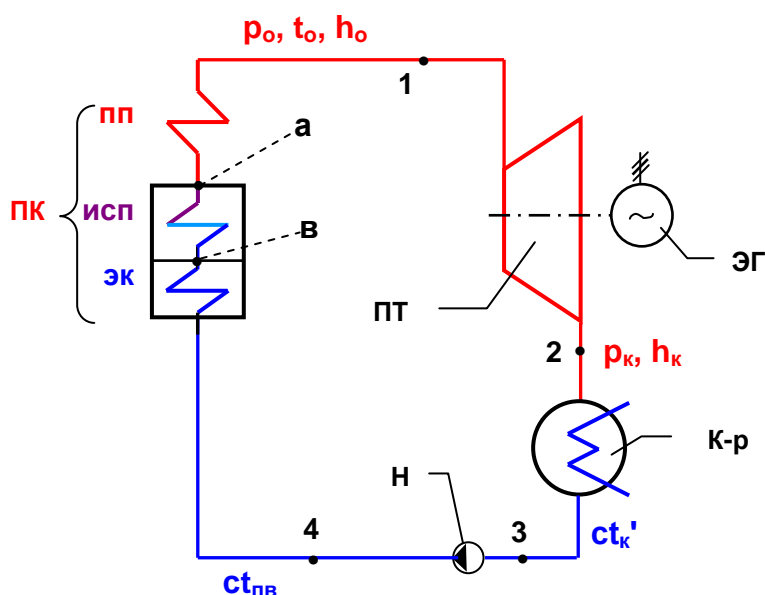


Рис.16.1. Схема ПТУ на перегретом паре и сжатии рабочего тела в жидкой фазе: ПК – паровой котел, ПП – пароперегреватель, ИСП – испарительная поверхность, ЭК – экономайзер; ПТ – паровая турбина; К-р – конденсатор паровой турбины; Н – насос; ЭГ – электрический генератор

Основные параметры рабочего тела, характеризующие простой цикл ПТУ, имеют обозначения: p_0 и t_0 – давление и температура пара перед турбиной, p_k – давление в конденсаторе турбины. Эти три термических параметра определяют конфигурацию цикла ПТУ.

Простой цикл ПТУ состоит из четырех процессов: 1-2 – адиабатное расширение пара в турбине; 2-3 – изобарный отвод теплоты от рабочего тела в конденсаторе турбины, в результате чего пар превращается в жидкость в состоянии насыщения при давлении p_k ; 3-4 – адиабатное сжатие воды в насосе от давления p_k до p_0 ; 4-1 – изобарный подвод теплоты к рабочему телу в паровом котле от температуры питательной воды $t_{пв}$ до температуры перегретого пара t_0 .

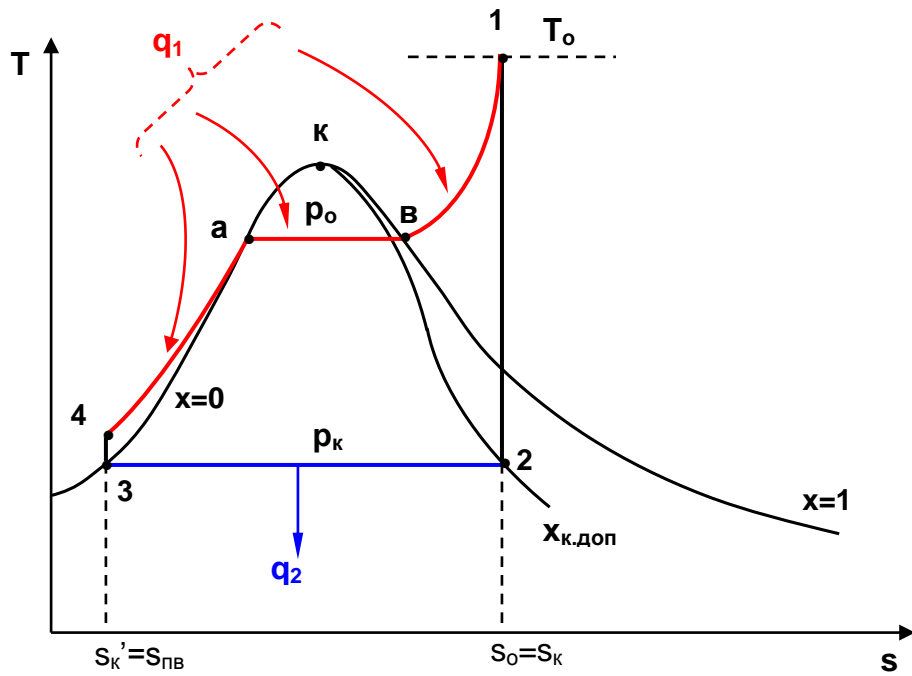


Рис. 16.2. Цикл ПТУ на перегретом водяном паре и сжатии рабочего тела в области жидкости в T,s - диаграмме

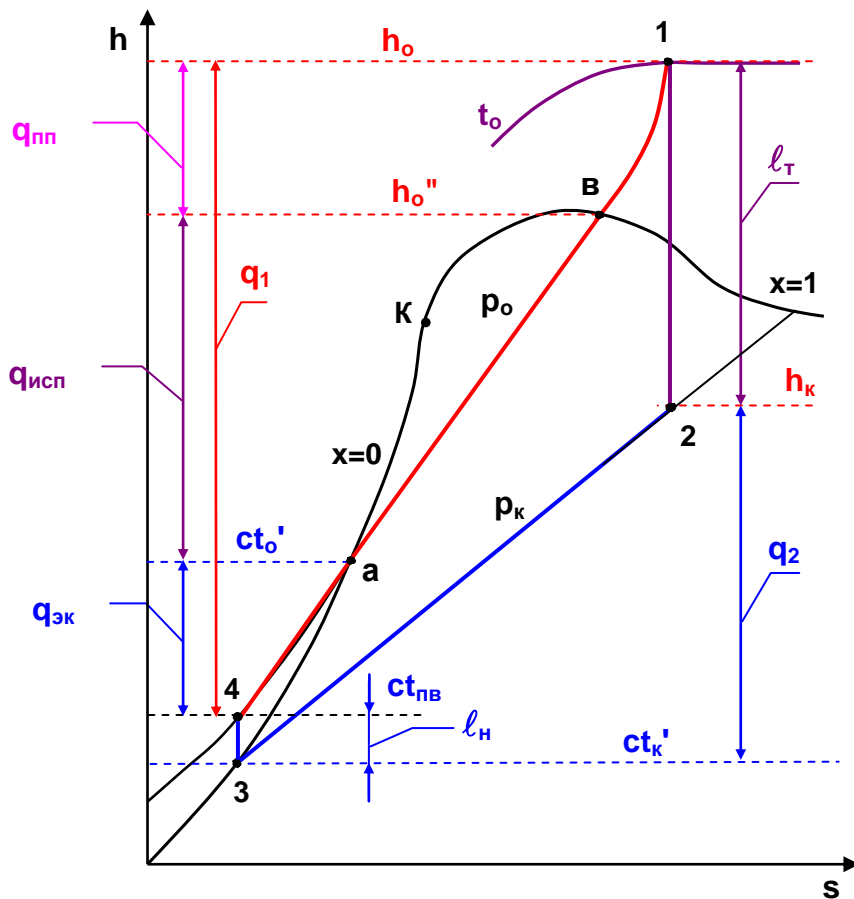


Рис.16.3. Обратимый простой цикл ПТУ в h,s - диаграмме

В цикле ПТУ приняты следующие обозначения энтальпий: h_0 – энтальпия пара перед турбиной; h_k – энтальпия пара на выходе из турбины при обратимом процессе его расширения; ct_k' – энтальпия воды в состоянии насыщения на выходе из конденсатора; $ct_{пв}$ – энтальпия в конце обратимого процесса сжатия воды в насосе. Введение обозначения “ct” для энтальпии жидкой фазы воды сделано теплоэнергетиками в целях отличия энтальпии жидкой фазы воды от паровой. Индекс “пв” относится к параметрам воды на входе в паровой котел, в теплоэнергетике такая вода называется питательной.

Расчет простого обратимого цикла ПТУ

Для расчета цикла ПТУ первоначально определяются энтальпии рабочего тела в его характерных точках по двум известным параметрам с использованием таблиц и h,s - диаграмм термодинамических свойств воды и водяного пара [13].

Удельная техническая работа сжатия воды в обратимом адиабатном процессе насоса может быть рассчитана исходя из того, что процесс 3-4 как изоэнтропный, так и изохорный (до $p_0 \leq 100$ бар) :

$$\ell_H = ct_{пв} - ct_k' = v_k'(p_0 - p_k) \cong 0,001(p_0 - p_k), \quad (16.1)$$

при этом для получения работы насоса в килоджоулях на килограмм давления в выражение (16.1) необходимо подставлять в килопаскалях.

Удельная теплота, подведенная в цикле ПТУ к рабочему телу, обозначается как q_1 . Она изобарно ($p_0 = \text{const}$) подводится в паровом котле к воде и водяному пару (процесс 4-а-в-1) и может быть представлена как сумма теплоты экономайзера $q_{эк}$, испарительной поверхности $q_{исп}$ и пароперегревателя парового котла $q_{пп}$. Расчет этих величин выполняется по следующим формулам:

$$q_1 = q_{эк} + q_{исп} + q_{пп} = h_0 - ct_{пв}, \quad (16.2)$$

где $q_{эк} = ct_o' - ct_{пв}$, $q_{исп} = h_o' - ct_o' = r_o$, $q_{пп} = h_o - h_o'$;

r_o – удельная теплота парообразования при давлении p_0 .

Удельная теплота, отведенная в цикле ПТУ от рабочего тела, рассчитывается как разница энтальпий изобарного процесса 2-3:

$$q_2 = h_k - ct_k'. \quad (16.3)$$

Удельная техническая работа паровой турбины определяется как разность энтальпий адиабатного процесса 1-2:

$$\ell_T = h_0 - h_k. \quad (16.4)$$

Удельная работа идеального цикла ПТУ обозначается как ℓ_t и может определяться как разность технических работ турбины и насоса или подведенной и отведенной теплоты

$$l_t = l_T - l_H = q_1 - q_2 . \quad (16.5)$$

КПД обратимого цикла ПТУ называется термическим. Он обозначается как η_t и определяется как

$$\eta_t = \frac{l_t}{q_1} . \quad (16.6)$$

Поскольку работа насоса несоизмеримо мала по сравнению с работой турбины (изобара p_o практически совпадает с линией $x=0$ в h,s -диаграмме), то при расчете КПД ПТУ иногда пренебрегают величиной l_H . Такой термический КПД (без учета работы насоса) получил название «нетто». Расчетное выражение этого КПД имеет вид

$$\eta_t^H = \frac{l_T}{h_o - ct_K} = \frac{h_o - h_K}{h_o - ct_K} . \quad (16.7)$$

Удельный расход пара и теплоты относится к показателям тепловой экономичности цикла ПТУ. Эти величины показывают, сколько пара или теплоты данного цикла ПТУ требуется для выработки турбиной единицы работы в кВт·ч.

Выражение удельного расхода пара в килограммах на киловатт·час имеет вид

$$d_t = \frac{D \cdot 3600}{W_T} = \frac{D \cdot 3600}{D l_T} = \frac{3600}{l_T} = \frac{3600}{h_o - h_K} . \quad (16.8)$$

Удельный расход теплоты в килоджоулях на киловатт·час имеет вид

$$q_t = \frac{3600 \cdot Q_1}{W_T} = \frac{3600 \cdot D \cdot q_1}{D l_T} = \frac{3600 \cdot q_1}{l_T} = \frac{3600}{\eta_t^H} . \quad (16.9)$$

Расчет необратимого цикла простой ПТУ

Действительный (необратимый) цикл ПТУ в h,s - диаграмме показан на рис.16.4. Необратимость этого цикла характеризуется наличием трения в адиабатных процессах расширения пара в турбине и сжатия воды в насосе.

Необратимость процесса расширения пара в турбине характеризуется внутренним относительным КПД турбины η_{oi}

$$\eta_{oi} = \frac{l_{Ti}}{l_T} = \frac{h_o - h_{Ki}}{h_o - h_K} , \quad (16.10)$$

необратимость процесса сжатия воды в насосе характеризуется адиабатным коэффициентом насоса η_H

$$\eta_H = \frac{l_H}{l_{Hi}} = \frac{ct_{пв} - ct'_k}{ct_{пви} - ct'_k} \quad (16.11)$$

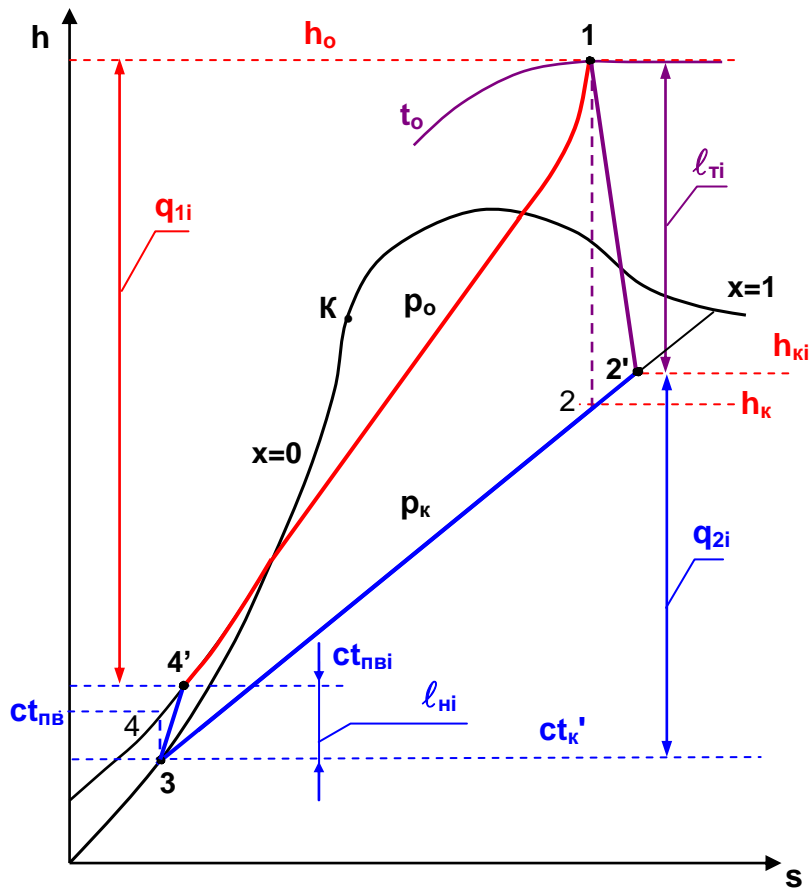


Рис.16.4. Необратимый цикл простой ПТУ в h,s - диаграмме

Используя эти коэффициенты, определяют параметры в конце необратимых адиабатных процессов 1-2' и 3-4':

$$h_{ki} = h_o - \eta_{oi}(h_o - h_k) ; \quad ct_{пви} = ct'_k + \frac{l_H}{\eta_H} .$$

Удельная теплота и работа в этом цикле определяются разностью энтальпий соответствующих процессов:

$$q_{1i} = h_o - ct_{пви} ; \quad q_{2i} = h_{ki} - ct'_k ;$$

$$l_{Ti} = h_o - h_{ki} = \eta_{oi}(h_o - h_k) ; \quad l_{Ni} = ct_{пви} - ct'_k = \frac{l_H}{\eta_H} ;$$

$$l_i = l_{Ti} - l_{Ni} = q_{1i} - q_{2i} .$$

Тепловая экономичность необратимого цикла ПТУ характеризуется внутренним абсолютным КПД

$$\eta_i = \frac{\ell_i}{q_{ii}} . \quad (16.12)$$

Внутренний абсолютный КПД ПТУ без учета работы насоса «нетто» определяется как

$$\eta_i^H = \frac{\ell_{Ti}}{h_o - ct_k} = \eta_t^H \eta_{oi} . \quad (16.13)$$

Удельные расходы пара и теплоты на выработанный киловатт·час реального цикла ПТУ определяется как

$$d_i = \frac{3600}{\ell_{Ti}} ; \quad q_i = \frac{3600}{\eta_i^H} .$$

Система КПД цикла ПТУ

Эффективность энергетических преобразований в ПТУ теплоты, подведенной к рабочему телу в паровом котле Q_1 , через мощности: W_T – теоретическую, W_{Ti} – внутреннюю турбины, W_e – эффективную на валу турбины в $W_{\text{э}}$ – электрическую мощность генератора характеризует система КПД:

$$\eta_{\text{э}} = \frac{W_{\text{э}}}{Q_1} = \frac{W_{\text{э}}}{W_e} \frac{W_e}{W_{Ti}} \frac{W_{Ti}}{W_T} \frac{W_T}{Q_1} = \eta_t \eta_{oi} \eta_M \eta_G , \quad (16.14)$$

где $\eta_t = \frac{W_T}{Q_1}$ – термический КПД;

$\eta_{oi} = \frac{W_{Ti}}{W_T}$ – внутренний относительный КПД турбины;

$\eta_M = \frac{W_e}{W_{Ti}}$ – механический КПД турбины;

$\eta_G = \frac{W_{\text{э}}}{W_e}$ – электрический КПД генератора.

Удельные расходы пара и теплоты на выработанный киловатт·час электрической работы ПТУ определяются как

$$d_{\text{э}} = \frac{3600}{\ell_{Ti} \eta_M \eta_G} , \quad (16.15)$$

$$q_{\text{э}} = \frac{3600}{\eta_{\text{э}}} . \quad (16.16)$$

Электрическая мощность ПТУ $W_{\text{э}}$ и расход пара на турбину D определяются соотношением

$$W_{\text{э}} = D \ell_{\text{т}} \eta_{\text{м}} \eta_{\text{г}} \quad \text{или} \quad D = \frac{W_{\text{э}}}{\ell_{\text{т}} \eta_{\text{м}} \eta_{\text{г}}} . \quad (16.17)$$

16.2. Цикл ПТУ с вторичным перегревом пара

Схематическое изображение цикла ПТУ с вторичным перегревом приведено на рис. 16.5. Вторичный перегрев пара позволяет увеличить КПД цикла и снизить влажность пара на выходе из части низкого давления турбины (ЧНД).

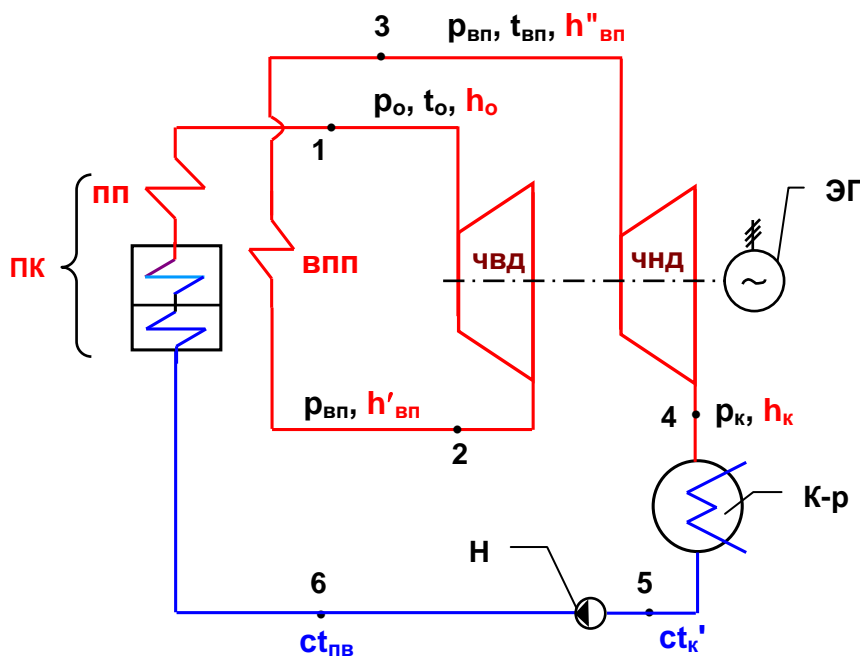


Рис. 16.5. Схема паротурбинной установки с вторичным пароперегревателем: ПК – паровой котел; ПП – пароперегреватель; ВПП – вторичный пароперегреватель; ЧВД, ЧНД – части высокого и низкого давления турбины; К-р – конденсатор паровой турбины; Н – насос; ЭГ – электрический генератор

Изображение необратимого цикла ПТУ с вторичным перегревом пара в h,s - диаграмме показано на рис.16.6.

Энтальпия пара на выходе из ЧВД турбины (на входе в ВПП) обозначена как $h'_{\text{вп}}$, а на выходе из ВПП (на входе в ЧНД турбины) – как $h''_{\text{вп}}$. Температура пара на выходе из ВПП обозначена как $t_{\text{вп}}$. В данном цикле $t_{\text{вп}} = t_o$, в общем случае они могут быть неодинаковыми. Остальные обозначения аналогичны простому циклу ПТУ.

Необратимость процессов расширения пара в турбине характеризуется внутренними относительными КПД частей высокого и низкого давлений турбины – $\eta_{\text{oi}}^{\text{ЧВД}}$ и $\eta_{\text{oi}}^{\text{ЧНД}}$.

$$\eta_{oi}^{ЧВД} = \frac{l_{Ti}^{ЧВД}}{l_T^{ЧВД}} = \frac{h_o - h'_{ВПi}}{h_o - h_{ВП}} ; \quad (16.18)$$

$$\eta_{oi}^{ЧНД} = \frac{l_{Ti}^{ЧНД}}{l_T^{ЧНД}} = \frac{h''_{ВП} - h_{ki}}{h''_{ВП} - h_K} . \quad (16.19)$$

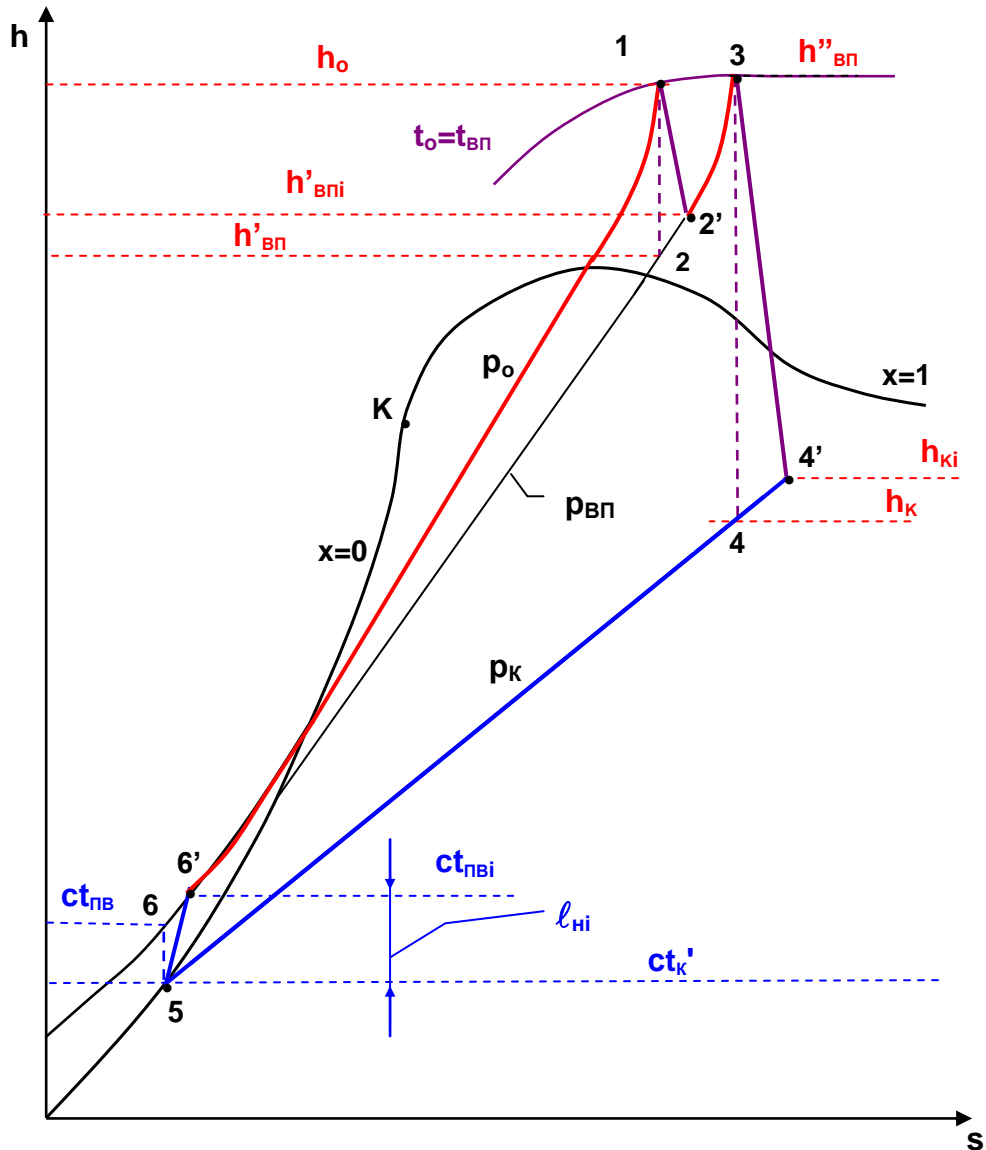


Рис. 16.6. Необратимый (действительный) цикл ПТУ с вторичным перегревом пара в h,s - диаграмме

Используя внутренние относительный КПД турбины и адиабатный коэффициент насоса, определяют параметры в конце необратимых адиабатных процессов 1-2', 3-4' и 5-6':

$$h'_{ВПi} = h_o - \eta_{oi}^{ЧВД} (h_o - h_{ВП}) ;$$

$$h_{ki} = h''_{ВП} - \eta_{oi}^{ЧНД} (h''_{ВП} - h_K) ;$$

$$ct_{пвi} = ct'_k + \frac{\ell_H}{\eta_H} .$$

Удельные величины теплоты рабочего тела, подведенной и отведенной в цикле ПТУ, рассчитываются как

$$q_{1i} = h_o - ct_{пвi} + h_{вп}'' - h_{впi}' ; q_{2i} = h_{ki} - ct'_k . . \quad (16.20)$$

Удельная техническая работа турбины определяется как сумма работ ЧВД и ЧНД турбины:

$$\ell_{Ti} = h_o - h_{впi}' + h_{вп}'' - h_{ki} = \eta_{oi}^{ЧВД} (h_o - h_{вп}') + \eta_{oi}^{ЧНД} (h_{вп}'' - h_k) . \quad (16.21)$$

Удельная техническая работа насоса, работа цикла и внутренний абсолютный КПД определяются так же, как и в простом цикле ПТУ:

$$\ell_{Hi} = ct_{пвi} - ct'_k = \frac{\ell_H}{\eta_H} ;$$

$$\ell_i = \ell_{Ti} - \ell_{Hi} = q_{1i} - q_{2i} ;$$

$$\eta_i = \frac{\ell_i}{q_{1i}} .$$

Внутренний абсолютный КПД ПТУ без учета работы насоса “нетто” определяется как

$$\eta_i^H = \frac{\ell_{Ti}}{h_o - ct'_k + h_{вп}'' - h_{впi}'} . \quad (16.21)$$

16.3. Регенеративный цикл ПТУ

Схема регенеративной ПТУ с тремя отборами пара на смешивающие подогреватели показана на рис. 16.7. В таких регенеративных подогревателях вода и греющий пар при постоянном давлении смешиваются, и в расчетном режиме из подогревателя выходит вода в состоянии насыщения.

При дальнейшем изложении материала будем пренебрегать технической работой всех насосов ввиду ее малой величины по сравнению с работой турбины. Условно будем считать, что все изобары в области жидкости совпадают с линией $x=0$. С учетом этого упрощения цикл данной ПТУ изображен в h,s - диаграмме на рис. 16.8.

Расход рабочего тела в такой схеме величина переменная. Поэтому при расчете регенеративной ПТУ на 1 кг рабочего тела вводят относительные доли расхода, взятые по отношению к полному расходу пара на турбину D : $\alpha_1 = D_1/D$, $\alpha_2 = D_2/D$, $\alpha_3 = D_3/D$. Здесь D_1 , D_2 и D_3 –

расходы пара из отборов турбины на регенеративные подогреватели. Перед турбиной (точка 1) относительный расход пара равен 1.

Основные параметры воды и водяного пара данной схемы ПТУ и доли отборов пара имеют следующие обозначения:

p_o, t_o, h_o – давление, температура и энтальпия пара перед турбиной;

$p_1, h_{1i}, \alpha_{1i}, p_2, h_{2i}, \alpha_{2i}$, и p_3, h_{3i}, α_{3i} – давления, энтальпии и доли отборов пара из первого, второго и третьего отборов турбины на регенеративные подогреватели Π_1, Π_2, Π_3 соответственно;

p_k, h_{ki} – давление и энтальпия пара на выходе из турбины;

ct'_k – энтальпия насыщенной воды на выходе из конденсатора при давлении p_k ;

ct'_1, ct'_2, ct'_3 – энтальпии насыщенной воды на выходе из подогревателей Π_1, Π_2, Π_3 при давлениях p_1, p_2, p_3 соответственно;

$ct_{пв} = ct'_1$ – энтальпия питательной воды на входе в паровой котел.

Энтальпии пара в необратимом адиабатном процессе турбины рассчитываются с использованием ее внутреннего относительного КПД как

$$h_{ki} = h_o - \eta_{oi}(h_o - h_k); \quad h_{1i} = h_o - \eta_{oi}(h_o - h_1);$$

$$h_{2i} = h_o - \eta_{oi}(h_o - h_2); \quad h_{3i} = h_o - \eta_{oi}(h_o - h_3).$$

Расчет долей отбора пара на смешивающий подогреватель основан на уравнении смешения пара и воды в потоке.

Начинается расчет с первого подогревателя Π_1 по ходу движения пара (рис. 16.9.):

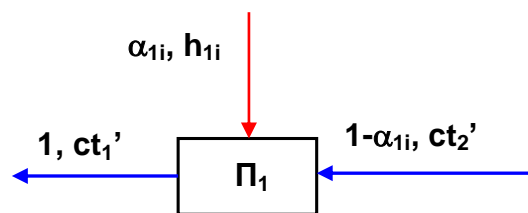


Рис. 16.9. Схема потоков подогревателя Π_1

$$ct'_1 = \alpha_{1i}h_{1i} + (1 - \alpha_{1i})ct'_2 \rightarrow \alpha_{1i} = \frac{ct'_1 - ct'_2}{h_{1i} - ct'_2}. \quad (16.22)$$

Аналогичные уравнения составляются для подогревателей Π_2 и Π_3 в соответствии со схемами их потоков (рис.16.10 и 16.11). Решая эти уравнения, определяют доли отборов пара α_2 и α_3 :

$$(1 - \alpha_{1i})ct'_2 = \alpha_{2i}h_{2i} + (1 - \alpha_{1i} - \alpha_{2i})ct'_3 \rightarrow \alpha_{2i} = (1 - \alpha_{1i}) \frac{ct'_2 - ct'_3}{h_{2i} - ct'_3}; \quad (16.23)$$

$$(1 - \alpha_{1i} - \alpha_{2i})ct'_3 = \alpha_{3i}h_{3i} + (1 - \alpha_{1i} - \alpha_{2i} - \alpha_{3i})ct'_k \rightarrow$$

$$\rightarrow \alpha_{3i} = (1 - \alpha_{1i} - \alpha_{2i}) \frac{ct_3' - ct_K'}{h_{3i} - ct_K'} \quad (16.24)$$

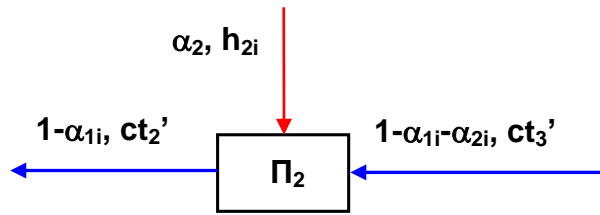


Рис. 16.10. Схема потоков подогревателя П₂

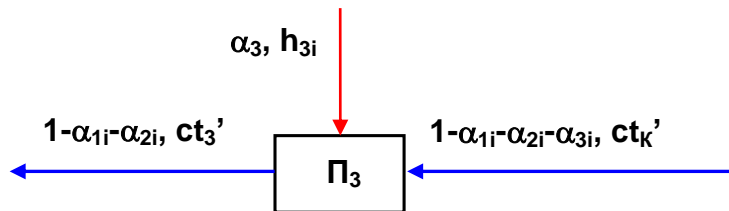


Рис. 16.11. Схема потоков подогревателя П₃

Удельная теплота, подведенная и отведенная в цикле ПТУ от рабочего тела, рассчитываются как

$$q_{1i} = q_1 = h_o - ct_1' \quad (16.25)$$

$$q_{2i} = (1 - \alpha_{1i} - \alpha_{2i} - \alpha_{3i})(h_{ki} - ct_K') \quad (16.26)$$

Удельная техническая работа паровой турбины

$$\begin{aligned} \ell_{Ti} &= h_o - h_{1i} + (1 - \alpha_{1i})(h_{1i} - h_{2i}) + (1 - \alpha_{1i} - \alpha_{2i})(h_{2i} - h_{3i}) + \\ &+ (1 - \alpha_{1i} - \alpha_{2i} - \alpha_{3i})(h_{3i} - h_{ki}) = \\ &= h_o - h_{ki} - \alpha_{1i}(h_{1i} - h_{ki}) - \alpha_{2i}(h_{2i} - h_{ki}) - \alpha_{3i}(h_{3i} - h_{ki}) \quad (16.27) \end{aligned}$$

Внутренний абсолютный КПД регенеративного цикла ПТУ

$$\eta_{ji} = \frac{\ell_{Ti}}{q_1} = \frac{\ell_{Ti}}{h_o - ct_1'} \quad (16.28)$$

Выбор оптимальных давлений отборов пара турбины на регенеративные подогреватели ПТУ

Выбор оптимальных давлений отборов пара на регенеративные подогреватели ПТУ выполняется на основе принципа равномерного подогрева воды в каждом подогревателе на величину $\Delta t_{\text{опт}}$ (пример для трех отборов на рис. 16.12):

$$\Delta t_{\text{опт}} = \frac{t_o^H - t_K}{n + 1} \quad (16.29)$$

где t_o^H – температура насыщения воды при давлении p_o ;
 t_k – температура насыщения воды при давлении p_k ;
 n – число регенеративных подогревателей.

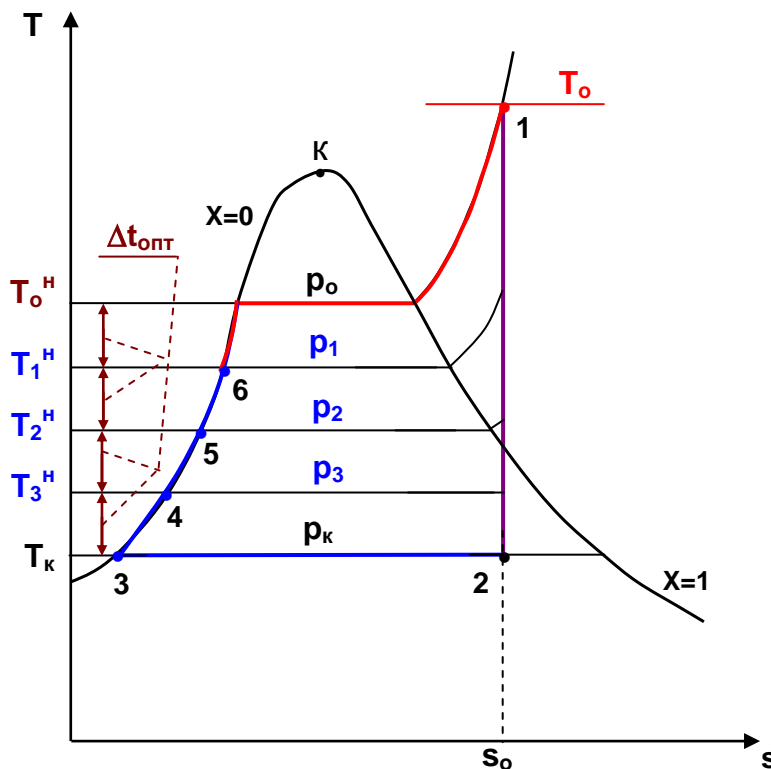


Рис. 16.12. К определению оптимальных давлений в ПТУ с тремя смешивающими регенеративными подогревателями

Давления отборов пара на подогреватели определяются как давления насыщения при температурах на выходе из подогревателей:

$$t_1^H = t_o^H - \Delta t_{\text{опт}}, \rightarrow p_1 = f(t_1^H); \quad (16.30)$$

$$t_2^H = t_1^H - \Delta t_{\text{опт}}, \rightarrow p_2 = f(t_2^H); \quad (16.31)$$

$$t_3^H = t_2^H - \Delta t_{\text{опт}} = t_k + \Delta t_{\text{опт}}, \rightarrow p_3 = f(t_3^H). \quad (16.32)$$

Особенности расчета регенеративных ПТУ с подогревателями поверхностного типа

Особенности регенеративных ПТУ с подогревателями поверхностного типа рассмотрим на примере схемы ПТУ, приведенной на рис. 16.13. Схема и принцип работы подогревателя поверхностного типа показаны на рис. 16.14. Греющий пар отбора турбины поступает в подогреватель, за счет передачи теплоты воде через поверхность нагрева F (рис.16.14, б) конденсируется и в расчетном

режиме работы подогревателя выходит из него в виде воды в состоянии насыщения. В свою очередь, вода нагревается в подогревателе до температуры ниже температуры насыщения греющего пара (это обусловлено наличием разделяющей поверхности между водой и греющим паром) на величину *недогрева*

$$\delta t = t_1^H - t_{B1}, \quad (16.33)$$

которая является характеристикой данного подогревателя и задается как известная величина для расчетного режима его работы.

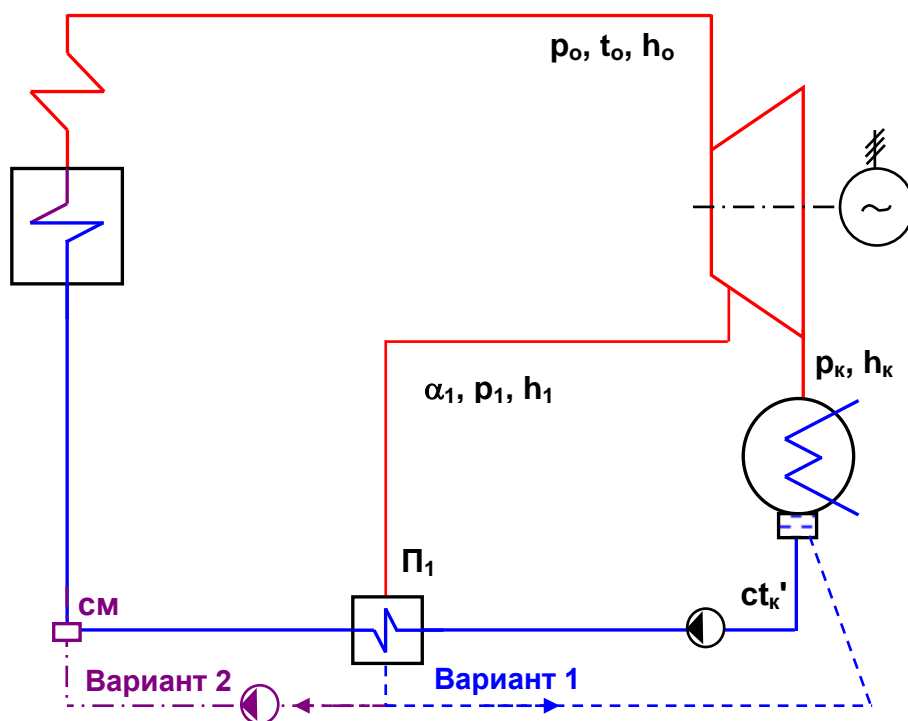


Рис. 16.13. Схема ПТУ с одним поверхностным регенеративным подогревателем и двумя вариантами возврата конденсата от него в цикл

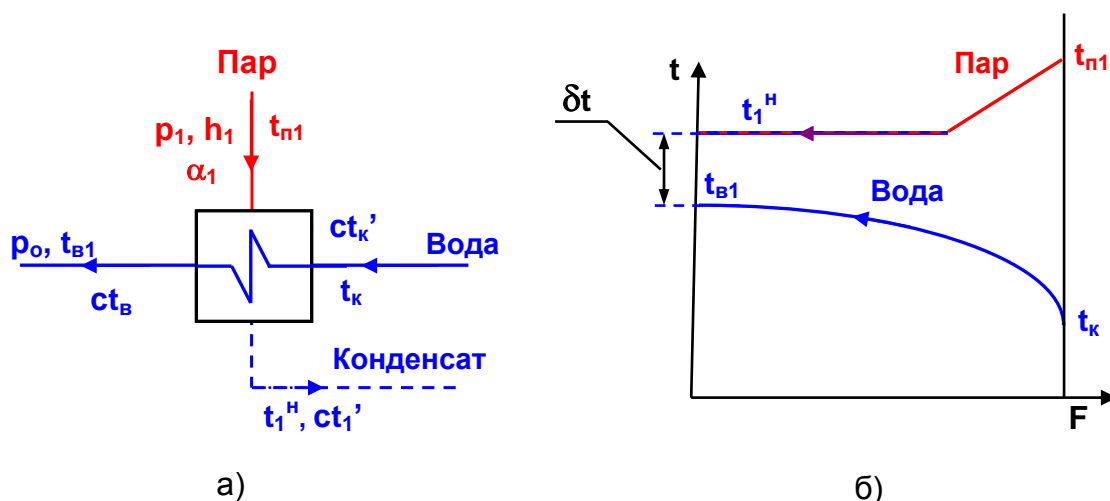


Рис. 16.14. Схема поверхностного подогревателя (а); график изменения температур греющего пара и воды вдоль поверхности нагрева подогревателя F (б)

Используя величину недогрева, определяют температуру воды за подогревателем $t_{B1} = t_1^H - \delta t$ и по t_1^H и p_o определяют ее энтальпию ct_{B1} .

Определение доли отбора пара на подогреватель выполняется на основании первого закона термодинамики (теплового баланса) для подогревателя (рис.16.14, а):

$$ct_{B1} - ct'_k = \alpha_1(h_1 - ct'_1) \rightarrow \alpha_1 = \frac{ct_{B1} - ct'_k}{h_1 - ct'_1}. \quad (16.34)$$

Выражение (16.34) соответствует первой схеме направления конденсата от подогревателя (рис.16.13, вариант 1). В этом случае через подогреватель проходит весь поток воды.

Если конденсат от подогревателя направить в смеситель (см), установленный перед ним (рис.16.13, вариант 2), то через подогреватель пройдет $(1-\alpha_1)$ воды, а энтальпия питательной воды на входе в паровой котел рассчитывается на основании уравнения смешения потоков. Поскольку доля отбора пара неизвестна, необходимо подогреватель и смеситель рассчитывать совместно:

$$\left. \begin{aligned} \alpha_1 h_1 + (1 - \alpha_1) ct'_k &= ct_{пв}; \\ ct_{пв} &= (1 - \alpha_1) ct_1 + \alpha_1 ct'_1, \end{aligned} \right\} \quad (16.35)$$

где $ct_{пв}$ – энтальпия питательной воды.

В реальных ПТУ используются обе схемы отвода конденсата из подогревателей. Первая схема не требует установки дополнительного конденсатного насоса, а вторая схема имеет термодинамически оптимальное решение возврата конденсата в цикл, т.к. в этой схеме смешение потоков происходит с меньшей необратимостью (разность температур смешивающихся потоков меньше, чем в первой схеме).

Выбор оптимальных значений давлений отборов пара из турбины на подогреватели поверхностного типа выполняется также на основании равномерного подогрева воды в них, но при этом необходимо учитывать недогрев воды в подогревателях δt . Из-за наличия недогрева воды в подогревателях поверхностного типа давления отборов пара на подогреватели в этих схемах ПТУ будут больше, чем в схемах со смешивающими подогревателями, а КПД их будут меньше.

16.4. Теплофикационные циклы ПТУ

Цикл ПТУ, предназначенный для отпуска тепловой ($Q_{ТП}$) и электрической энергии (W_T), называется теплофикационным.

Целесообразность отпуска тепловой энергии в ПТУ можно продемонстрировать на примере цикла противодавленческой теплофикационной ПТУ (рис.16.15).

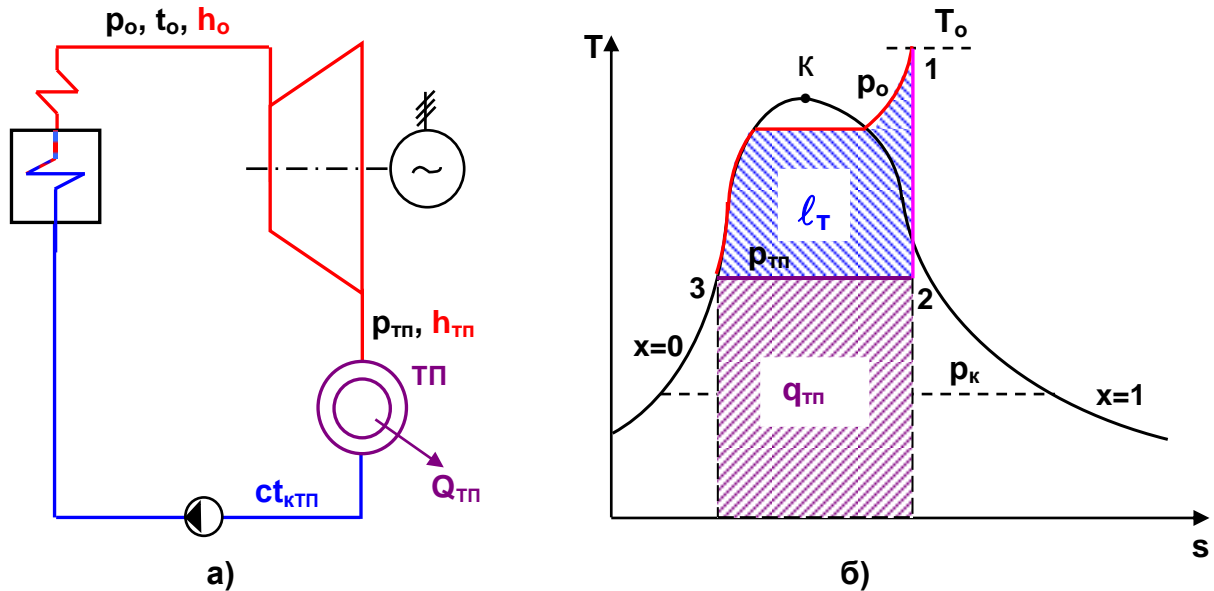


Рис. 16.15. Схема (а) и цикл в T,s – диаграмме (б) теплофикационной противодавленческой ПТУ

Тепловую эффективность таких циклов характеризует коэффициент использования теплоты

$$\eta_Q = \frac{W_T + Q_{ТП}}{Q_1}, \quad (16.36)$$

где $Q_{ТП} = D_{тп}(h_{тп} - ct_{кТП})$ – теплота, отпущенная ПТУ тепловому потребителю;

$ct_{кТП}$ – энтальпия конденсата, возвращающегося от теплового потребителя, определяется по давлению $p_{тп}$ и температуре $t_{кТП}$.

В данном цикле расход пара на турбину D равен $D_{тп}$, а коэффициент использования теплоты равен единице;

$$\eta_Q = \frac{D(h_o - h_{тп}) + D(h_{тп} - ct_{кТП})}{D(h_o - ct_{кТП})} = 1.$$

Для оценки эффективности выработки электрической мощности в теплофикационных ПТУ используется коэффициент выработки электроэнергии на тепловом потреблении

$$e = \frac{W_{\text{ТП}}}{Q_{\text{ТП}}} = \frac{h_o - h_{\text{ТП}}}{h_{\text{ТП}} - ct_{\text{КТП}}}, \quad (16.37)$$

где $W_{\text{ТП}} = D_{\text{ТП}}(h_o - h_{\text{ТП}})$ – мощность, выработанная в турбине потоком пара, идущим на тепловой потребитель.

Теплофикационные ПТУ с отборами пара на тепловые потребители

Наиболее распространены теплофикационные ПТУ с отборами пара на тепловой потребитель (рис.16.16).

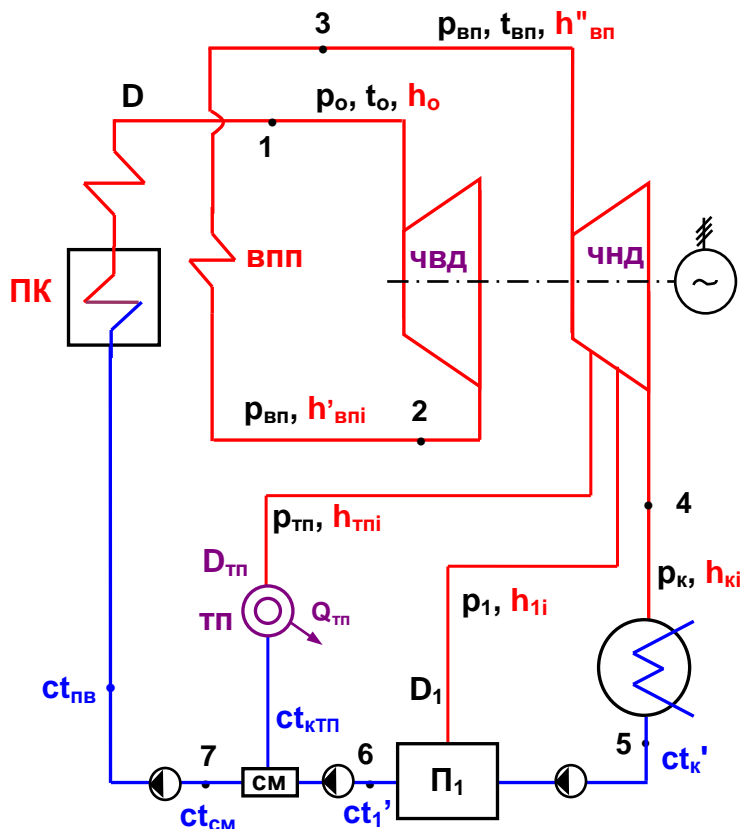


Рис. 16.16. Схема теплофикационной паротурбинной установки с вторичным пароперегревателем: ПК – паровой котел; ВПП – вторичный пароперегреватель; ЧВД и ЧНД – части высокого и низкого давления турбины; ТП – тепловой потребитель; П₁ – смешивающий регенеративный подогреватель; СМ – смеситель воды

Цикл этой ПТУ в h,s - диаграмме показан на рис. 16.17. При расчете и изображении этого цикла в h,s - диаграмме работу насосов не учитываем, поэтому условно считаем, что изобары в области жидкости совпадают с линией $x=0$.

Основные обозначения параметров рабочего тела данного теплофикационного цикла ПТУ:

p_o, t_o, h_o – давление, температура и энтальпия пара перед ЧВД турбины (точка 1);

$p_{вп}, h_{вп}'$ – давление и энтальпия пара на выходе из ЧВД турбины или на входе в ВПП (точка 2);

$p_{вп}, t_{вп}, h_{вп}''$ – давление, температура и энтальпия пара на выходе из ВПП или на входе в ЧНД турбины (точка 3);

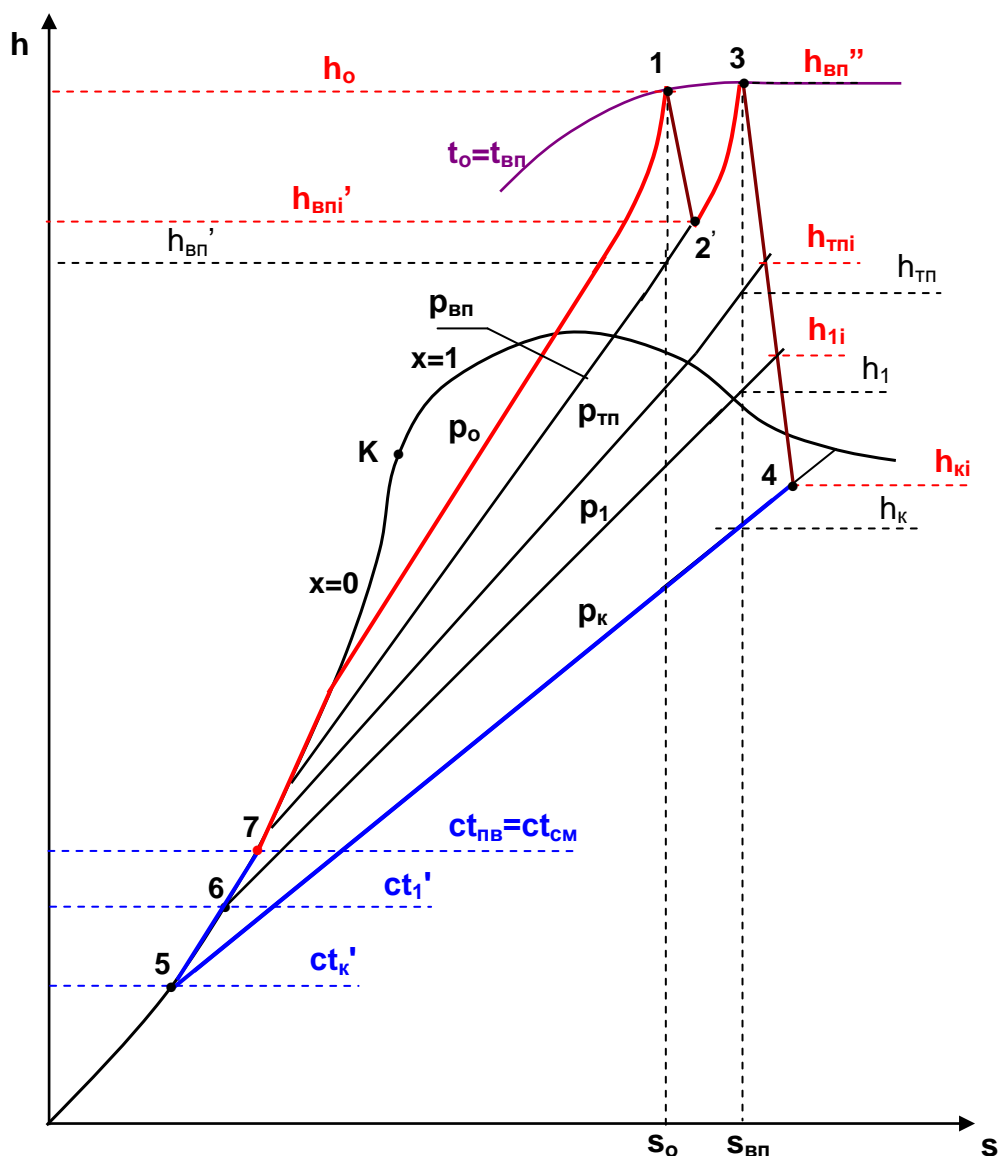


Рис. 16.17. Теплофикационный цикл ПТУ с вторичным перегревом пара в h,s - диаграмме

$p_к, h_к$ – давление и энтальпия пара на выходе из ЧНД турбины (точка 4);

$p_тп, h_тпi$ – давление и энтальпия отбора пара ПТУ на ТП;

p_1, h_1i – давление и энтальпия отбора пара ПТУ на смешивающий регенеративный подогреватель;

$ct_к'$ – энтальпия воды в состоянии насыщения на выходе из конденсатора турбины (точка 5);

ct_1' – энтальпия воды в состоянии насыщения на выходе из подогревателя $П_1$ (точка 6);

$ct_{кТП}$ – энтальпия воды, возвращающейся от теплового потребителя в цикл ПТУ;

ct_{CM} – энтальпия воды после узла смешения (точка 7);

$ct_{ПВ} = ct_{CM}$ – энтальпия питательной воды на входе в паровой котел, она равна энтальпии смеси, т.к. работа сжатия воды в насосах не учитывается в данном расчете.

Расчет таких теплофикационной ПТУ проще выполняется с абсолютными, а не относительными расходами рабочего тела.

Расход пара на тепловой потребитель из отбора турбины рассчитывается на основании заданной тепловой мощности потребителя теплоты

$$D_{ТП} = \frac{Q_{ТП}}{h_{ТПi} - ct_{кТП}}$$

Расход пара на смешивающий регенеративный подогреватель определяется из уравнения смешения потоков (рис. 16.18)

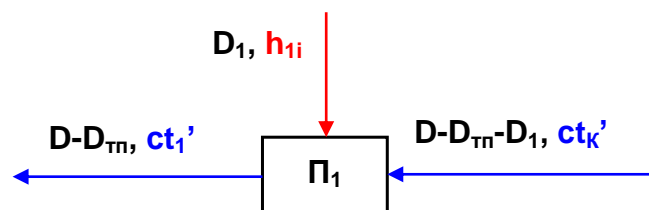


Рис. 16.18. Схема потоков подогревателя

$$(D - D_{ТП})ct_1' = D_1h_{1i} + (D - D_{ТП} - D_1)ct_{к'};$$

$$D_1 = (D - D_{ТП}) \frac{ct_1' - ct_{к'}}{h_{1i} - ct_{к'}}. \quad (16.38)$$

Энтальпия питательной воды равна энтальпии воды на выходе из смесителя $ct_{ПВ} = ct_{CM}$, она определяется из уравнения смешения потоков в смесителе (рис. 16.19)

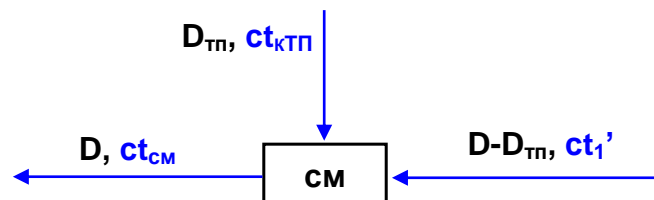


Рис. 16.19. Схема потоков смесителя

$$Dct_{CM} = D_{ТП}ct_{кТП} + (D - D_{ТП})ct_1';$$

$$ct_{CM} = \frac{D_{ТП}ct_{кТП} + (D - D_{ТП})ct_1'}{D}. \quad (16.39)$$

Внутренняя мощность турбины определяется как сумма мощностей отсеков турбины с постоянными расходами:

$$W_i = D(h_o - h'_{впi} + h''_{вп} - h_{тпi}) + (D - D_{тп})(h_{тпi} - h_{1i}) + (D - D_{тп} - D_1)(h_{1i} - h_{ki}). \quad (16.40)$$

Внутренний абсолютный КПД теплофикационной ПТУ

$$\eta_i = \frac{W_i}{Q_1} = \frac{W_i}{D(h_o - ct_{см} + h''_{вп} - h'_{впi})}, \quad (16.41)$$

где Q_1 – теплота, подведенная в цикле ПТУ к рабочему телу.

КПД использования теплоты топлива определяется как отношение полезной произведенной электрической и тепловой мощности ПТУ к подведенной теплоте:

$$\eta_Q = \frac{W_i + Q_{тп}}{Q_1}. \quad (16.42)$$

Коэффициент выработки электрической энергии на тепловом потреблении определяется как отношение мощности турбины, произведенной потоком пара, идущим из отбора на тепловой потребитель, к величине отпущенной потребителю теплоты:

$$e = \frac{W_{тп}}{Q_{тп}} = \frac{D_{тп}(h_o - h'_{впi} + h''_{вп} - h_{тпi})}{D_{тп}(h_{тпi} - ct_{ктп})} = \frac{h_o - h'_{впi} + h''_{вп} - h_{тпi}}{h_{тпi} - ct_{ктп}}. \quad (16.43)$$

16.5. Термодинамические особенности расчета циклов АЭС на насыщенном водяном паре

АЭС на насыщенном водяном паре используют перегрев пара с предварительной его сепарацией (рис. 16.20 и 16.21). Сепарация и перегрев пара смещают процесс части низкого давления турбины (ЧНД) в h,s - диаграмме вправо (процесс 2-3-4). Это позволяет осуществить процесс 4-5 расширения пара в ЧНД турбины до давления p_k и завершить его в области допустимой степени сухости пара ($x_{кдоп}$).

Приняты следующие обозначения основных параметров воды и водяного пара данного цикла АЭС:

p_o, x_o, h_o, s_o – давление, степень сухости, энтальпия и энтропия пара на входе в ЧВД турбины (на выходе из реактора, точка 1);

$p_{пп}, h_{2i}$ – давление и энтальпия пара на выходе из ЧВД турбины (точка 2);

x_c, h_c – степень сухости и энтальпия пара на выходе из сепаратора (точка 3);

$p_{пп}, t_{пп}, h_{пп}$ – давление, температура и энтальпия пара на входе в ЧНД турбины (на выходе из пароперегревателя, точка 4);

$\Delta t_{\text{пп}} = t_o^H - t_{\text{пп}}$ – недогрев пара до температуры насыщения греющего пара в пароперегревателе;

p_k, h_{ki} – давление и энтальпия пара на выходе из ЧНД турбины (точка 5);

ct_k' – энтальпия воды в состоянии насыщения на выходе из конденсатора турбины (точка 6);

$ct_{\text{пп}}', ct_o'$ – энтальпии воды в состоянии насыщения на выходе из сепаратора (или Π_1) и пароперегревателя;

α_{ci} – доля отсепарированной влаги, взятая по отношению к расходу пара на турбину (перед турбиной $\alpha=1$);

$\alpha_{\text{ппи}}$ – доля расхода пара на пароперегреватель, взятая по отношению к расходу пара на турбину;

α_{1i} – доля расхода пара на смешивающий подогреватель Π_1 , взятая по отношению к расходу пара на турбину;

$ct_{\text{пв}} = ct_{\text{пп}}'$ – энтальпия питательной воды, равная энтальпии воды на выходе из подогревателя Π_1 (точка 7).

Определение параметров рабочего тела реального (необратимого) цикла АЭС выполняется с использованием внутренних относительных КПД ЧВД и ЧНД турбины.

Относительные доли расхода рабочего тела берутся по отношению к расходу пара на входе в ЧВД турбины (в точке 1 $\alpha=1$).

Определение доли отсепарированной влаги в сепараторе производится на основании того, что количество сухого насыщенного пара на входе и выходе из сепаратора одинаково (рис. 16.22):

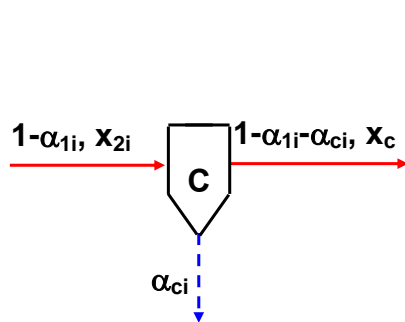


Рис. 16.22. Схема потоков в сепараторе пара

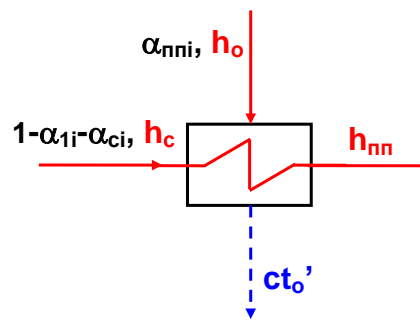


Рис. 16.23. Схема потоков пароперегревателя

$$(1 - \alpha_{1i})x_{2i} = (1 - \alpha_{1i} - \alpha_{ci})x_c \quad (16.44)$$

Определение доли греющего пара, идущего на пароперегреватель производится на основании первого закона термодинамики (теплового баланса), составленного для пароперегревателя (рис. 16.23). Количество теплоты, отданное греющим паром, равно количеству теплоты, полученной нагреваемым паром:

$$\alpha_{\text{ппи}}(h_o - ct_o') = (1 - \alpha_{1i} - \alpha_{ci})(h_{\text{пп}} - h_c) \quad (16.45)$$

Определение доли пара, идущего на подогреватель Π_1 , определяется из уравнения смешения потоков этого элемента схемы (рис.16.24)

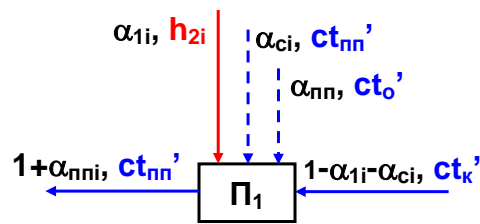


Рис. 16.24. Схема потоков подогревателя Π_1

$$(1 + \alpha_{ппi})ct'_{пп} = \alpha_{1i}h_{2i} + \alpha_{ci}ct'_{пп} + \alpha_{ппi}ct'_o + (1 - \alpha_{1i} - \alpha_{ci})ct'_k. \quad (16.46)$$

В уравнениях (16.44) – (16.46) неизвестны α_{ci} , $\alpha_{ппi}$, α_{1i} , поэтому они решаются совместно в виде системы трех уравнений с тремя неизвестными. В результате решения этой системы определяются α_{ci} , $\alpha_{ппi}$, α_{1i} .

Определение удельной теплоты, подведенной в цикл АЭС, производится как разница энтальпий изобарного процесса 71, умноженная на относительный расход воды через реактор:

$$q_{1i} = (1 + \alpha_{ппi})(h_o - ct'_{пп}). \quad (16.47)$$

Удельная работа турбины определяется как сумма удельных работ ее ЧВД и ЧНД:

$$\ell_{Ti} = h_o - h_{2i} + (1 - \alpha_{1i} - \alpha_{ci})(h_{пп} - h_{ки}). \quad (16.48)$$

Внутренний абсолютный КПД цикла АЭС без учета работы насосов

$$\eta_{ji} = \frac{\ell_{Ti}}{q_{1i}} = \frac{h_o - h_{2i} + (1 - \alpha_{1i} - \alpha_{ci})(h_{пп} - h_{ки})}{(1 + \alpha_{ппi})(h_o - ct'_{пп})}. \quad (16.49)$$

16.6. Задачи

Пример решения задачи:

16.1. Определить внутренний абсолютный КПД и удельные расходы пара и теплоты (на кВт·ч) простого цикла ПТУ, имеющего параметры: $p_o=90$ бар, $t_o=520$ °С, $p_k=0,05$ бар. Внутренний относительный КПД турбины $\eta_{oi}=0,9$, адиабатный коэффициент насоса $\eta_n=0,8$.

Решение

Для идеального цикла ПТУ определяются энтальпии в четырех характерных точках цикла (рис. 16.1, 16.4):

- энтальпия пара перед турбиной $h_o=3387$ кДж/кг – определяется по p_o и t_o ;
- энтальпия пара на выходе из турбины $h_k=2029$ кДж/кг – определяется по p_k и $s_k=s_o=6,66$ кДж/(кг·К);
- энтальпия воды на выходе из конденсатора турбины $ct_k'=137,8$ кДж/кг, это энтальпия воды в состоянии насыщения ($x=0$) при давлении p_k ;
- энтальпия питательной воды на входе в котел (на выходе из насоса) $ct_{пв}=149,6$ кДж/кг – определяется по p_o и s_k' или как сумма $ct_{пв}=ct_k'+\ell_H$, где удельная техническая работа сжатия воды в обратном адиабатном процессе насоса может быть рассчитана исходя из того, что процесс 3-4 изэнтропно-изохорный (до $p_o \leq 100$ бар), как

$$\ell_H = ct_{пв} - ct_k' = v_k'(p_o - p_k) \cong 0,001(90 - 0,05) \cdot 10^2 = 9 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}} ;$$

$$ct_{пв} = ct_k' + \ell_H = 137,8 + 9 = 146,9 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}} .$$

Используя внутренний относительный КПД турбины и адиабатный коэффициент насоса, определяют параметры в конце необратимых адиабатных процессов 1-2' и 3-4':

$$h_{ki} = h_o - \eta_{oi}(h_o - h_k) = 3387 - 0,9(3387 - 2029) = 2165 \text{ кДж/кг};$$

$$ct_{пви} = ct_k' + \frac{\ell_H}{\eta_H} = 137,8 + \frac{9}{0,8} = 149 \text{ кДж/кг}.$$

Удельная теплота, подведенная в цикл ПТУ, определяется разностью энтальпий изобарного процесса 4'1:

$$q_{1i} = h_o - ct_{пви} = 3387 - 149 = 3238 \text{ кДж/кг}.$$

Удельная теплота, отведенная из цикла ПТУ, определяется разностью энтальпий изобарного процесса 2'-3:

$$q_{2i} = h_{ki} - ct_k' = 2165 - 137,8 = 2027,2 \text{ кДж/кг}.$$

Удельная техническая работа турбины

$$\ell_{Ti} = h_o - h_{ki} = \eta_{oi}(h_o - h_k) = 0,9(3387 - 2029) = 1222,2 \text{ кДж/кг}.$$

Удельная техническая работа насоса

$$\ell_{Hi} = ct_{пви} - ct_k' = \frac{\ell_H}{\eta_H} = \frac{9}{0,8} = 11,3 \text{ кДж/кг}.$$

Удельная работа цикла ПТУ

$$\ell_i = \ell_{Ti} - \ell_{Hi} = q_{1i} - q_{2i} = 1222,2 - 11,3 = 1210,9 \text{ кДж/кг}.$$

Внутренний абсолютный КПД

$$\eta_i = \frac{\ell_i}{q_{1i}} = \frac{1210,9}{3238} = 0,374 .$$

Внутренний абсолютный КПД ПТУ без учета работы насоса «нетто»,

$$\eta_i^H = \frac{\ell_{Ti}}{h_o - ct_k} = \frac{1222,2}{3387 - 137,8} = 0,376 .$$

Удельный расход пара на выработанный киловатт·час реального цикла ПТУ

$$d_i = \frac{3600}{\ell_{Ti}} = \frac{3600}{1222,2} = 2,95 \frac{\text{кг}}{\text{кВт} \cdot \text{ч}} .$$

Удельный расход теплоты на выработанный киловатт·час реального цикла ПТУ

$$q_i = \frac{3600}{\eta_i} = \frac{3600}{0,376} = 9574 \frac{\text{кДж}}{\text{кВт} \cdot \text{ч}} .$$

16.2. Для простого идеального цикла ПТУ, имеющего параметры: $p_o=60$ бар, $t_o=500$ °С, $p_k=0,04$ бар и расход пара на турбину $D=300$ т/ч, определить:

- удельные технические работы насоса и турбины ℓ_n и ℓ_t ;
- удельную подведенную и отведенную теплоту цикла q_1, q_2 ;
- степень сухости пара на выходе из турбины ;
- мощности насоса, турбины и цикла;
- термический КПД цикла с учетом и без учета работы насоса;
- удельные расходы пара и теплоты (на кВт·ч).

Изобразить цикл в p, v -, T, s - и h, s - диаграммах.

Ответ: $\ell_n=6$ кДж/кг , $\ell_t=1350$ кДж/кг ;
 $q_1=3296$ кДж/кг , $q_2=1952$ кДж/кг ;
 $x_k=0,802$;
 $W_n=0,5$ МВт , $W_t=112,2$ МВт , $W_i=111,7$ МВт ;
 $\eta_t=0,408$, $\eta_t^H=0,409$;
 $d_t=2,67$ кг/(кВт·ч) , $q_t=8804$ кДж/(кВт·ч) .

16.3. Для простого цикла ПТУ, имеющего параметры: $p_o=100$ бар, $t_o=530$ °С, $p_k=0,06$ бар и КПД $\eta_{oi}=0,88$, $\eta_m=\eta_r=0,98$, адиабатный коэффициент насоса $\eta_n=0,85$ и электрическую мощность генератора $W^{\ominus}=100$ МВт, определить:

- удельные технические работы насоса и турбины ℓ_{ni} и ℓ_{ti} ;
- удельную подведенную и отведенную теплоту цикла q_{1i} , q_{2i} ;
- степень сухости и удельный объем пара на выходе из турбины ;

- расход пара на турбину ;
 - внутренний абсолютный КПД цикла и электрический КПД ПТУ;
 - удельные расходы пара и теплоты (на кВт·ч электрической работы).
- Изобразить цикл в T,s - и h,s - диаграммах.

Ответ: $\ell_{hi}=11,8$ кДж/кг , $\ell_{Ti}=1225$ кДж/кг ;
 $q_{1i}=3289$ кДж/кг , $q_{2i}=2076$ кДж/кг ;
 $x_{ki}=0,86$, $v_{ki}=20,4$ м³/кг ;
 $D=85$ кг/с ;
 $\eta_i=0,369$, $\eta^{\circ}=0,354$;
 $d_3=3,06$ кг/(кВт·ч) , $q_3=10100$ кДж/(кВт·ч) .

16.4. Оценить, как меняются термический КПД и влажность пара на выходе из турбины у простого цикла ПТУ с давлениями $p_o=50$ бар, $p_k=0,05$ бар, если в турбину поступает:

- в первом случае – сухой насыщенный пар;
- во втором – пар перегретый на 136 °С выше температуры насыщения;
- в третьем – пар с $t_o=500$ °С.

Изобразить циклы в T,s - и h,s - диаграммах.

Ответ: $\eta_{t1}=0,37$, $\eta_{t2}=0,387$, $\eta_{t3}=0,4$;
 $1-x_{k1}=0,31$, $1-x_{k2}=0,31$, $1-x_{k3}=0,183$.

16.5. Оценить, как изменятся термический КПД ПТУ и степень сухости пара на выходе из турбины, если для цикла ПТУ, имеющего параметры: $p_o=160$ бар, $t_o=550$ °С, $p_k=0,05$ бар, ввести вторичный перегрев пара с $p_{вп}=30$ бар, $t_{вп}=t_o$.

Изобразить циклы в T,s - и h,s - диаграммах.

Ответ: $\eta_t=0,441$, $\eta_t^{вп}=0,458$;
 $x_k=0,759$, $x_k^{вп}=0,872$.

16.6. Цикл ПТУ с вторичным перегревом пара имеет параметры: $p_o=200$ бар, $t_o=550$ °С, $p_{вп}=50$ бар, $t_{вп}=560$ °С, $p_k=0,04$ бар. КПД турбины $\eta_{oi}^{чвд}=0,88$, $\eta_{oi}^{чнд}=0,9$, адиабатный коэффициент насоса $\eta_n=0,85$, КПД механический и генератора $\eta_m=\eta_r=0,98$. Электрическая мощность генератора $W^{\circ}=300$ МВт. Для данного цикла определить:

- расход пара на турбину ;
 - внутренний абсолютный КПД цикла и электрический КПД ПТУ;
 - удельные расходы пара и теплоты (на кВт·ч электрической работы).
- Изобразить цикл в T,s - и h,s - диаграммах.

Ответ: $D=192$ кг/с ;
 $\eta_i=0,424$, $\eta^{\circ}=0,407$;
 $d_3=2,305$ кг/(кВт·ч) , $q_3=8758$ кДж/(кВт·ч) .

16.7. Идеальный цикл ПТУ с двумя смешивающими регенеративными подогревателями имеет параметры: $p_o=70$ бар, $t_o=520$ °С, $p_k=0,04$ бар и

мощность турбины $W_T=60$ МВт. Для данного цикла ПТУ определить:
 - оптимальные давления отборов пара из турбины на подогреватели, руководствуясь принципом равномерного подогрева воды в них ;
 - термический КПД цикла, сравнить его с КПД аналогичного цикла без регенерации ;
 - расход пара на турбину.

При расчетах циклов работой насосов пренебречь.

Изобразить схему ПТУ и ее цикл в T,s - и h,s - диаграммах.

Ответ: $p_1=15,6$ бар , $p_2=1,7$ бар;

$\eta_t^p=0,457$, $\eta_t=0,418$;

$D=50,4$ кг/с .

16.8. Для регенеративной ПТУ с одним смешивающим подогревателем и мощностью турбины $W_T=18$ МВт определить расход охлаждающей (циркуляционной) воды в конденсаторе $G_{цв}$.

Параметры ПТУ: $p_o=20$ бар, $t_o=380$ °С, $p_1=1,5$ бар, $p_k=0,04$ бар. Принять давление циркуляционной воды в конденсаторе постоянным и равным 10 бар, а температуру воды на входе в конденсатор 20 °С, а на выходе 25 °С (рис. 16.25).

Работой насосов пренебречь.

Изобразить схему ПТУ и ее цикл в h,s - диаграмме.

Ответ: $G_{цв}=1830$ кг/с.

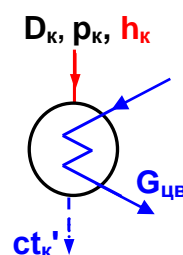


Рис. 16.25. Схема потоков пара и воды конденсатора ПТУ

16.9. Регенеративный цикл ПТУ с одним смешивающим подогревателем имеет параметры: $p_o=70$ бар, $t_o=450$ °С, $p_1=30$ бар, $p_k=0,05$ бар. Внутренний относительный КПД турбины $\eta_{oi}=0,9$.

Определить внутренний абсолютный КПД ПТУ. Работой насосов пренебречь. Изобразить схему ПТУ и ее цикл в h,s - диаграмме.

Ответ: $\eta_i=0,381$.

16.10. Цикл ПТУ с одним смешивающим регенеративным подогревателем имеет параметры: $p_o=40$ бар, $t_o=450$ °С, $p_k=0,05$ бар, давления отбора пара из турбины на подогреватель $p_1=5$ бар. Внутренний относительный КПД турбины $\eta_{oi}=0,85$, КПД механический и генератора $\eta_m=0,98$, $\eta_r=0,99$. Электрическая мощность ПТУ $W^э=50$ МВт.

Определить расход пара на турбину и электрический КПД ПТУ.

Работой насосов пренебречь. Изобразить схему ПТУ и ее цикл в h,s - диаграмме.

Ответ: $D=55,6$ кг/с, $\eta_э=0,333$.

16.11. ПТУ с двумя смешивающими регенеративными подогревателями имеет параметры: $p_o=90$ бар, $t_o=540$ °С, $p_k=0,04$ бар, давления

отборов пара из турбины на подогреватели $p_1=20$ бар, $p_2=2$ бар. Внутренний относительный КПД турбины $\eta_{oi}=0,87$, расход пара в конденсатор турбины $D_k=60$ кг/с.

Определить: внутренний абсолютный КПД цикла и мощность турбины.

При расчетах цикла работой насосов пренебречь.

Изобразить схему ПТУ и ее цикл в h,s - диаграмме.

Ответ: $\eta_i=0,415$, $W_{Ti}=89,7$ МВт.

16.12. ПТУ с одним смешивающим регенеративным подогревателем имеет параметры: $p_o=20$ бар, $t_o=390$ °С, $p_k=0,04$ бар, давление отбора пара из турбины на подогреватель $p_1=5$ бар. Внутренний относительный КПД турбины $\eta_{oi}=0,82$. Внутренняя мощность турбины $W_{Ti}=12$ МВт. Определить потери эксергии в регенеративном подогревателе ПТУ за счет необратимости процесса смешения в нем при $t_{oc}=17$ °С. Считать, что потери теплоты в окружающую среду в подогревателе отсутствуют. Работой насосов пренебречь.

Ответ: $\nabla E=770$ кВт.

16.13. Цикл ПТУ с тремя смешивающими регенеративными подогревателями имеет параметры: $p_o=60$ бар, $t_o=500$ °С, $p_k=0,05$ бар. Определить оптимальные давления отборов пара из турбины на подогреватели и термический КПД ПТУ.

При расчетах цикла работой насосов пренебречь.

Изобразить схему ПТУ и ее цикл в T,s - диаграмме.

Ответ: $p_1=21$ бар, $p_2=5,3$ бар, $p_3=0,8$ бар, $\eta_t=0,445$.

16.14. Цикл ПТУ с регенеративным подогревателем поверхностного типа (рис. 16.26) имеет параметры: $p_o=50$ бар, $t_o=500$ °С, $p_k=0,04$ бар. Недогрев воды в подогревателе до температуры насыщения греющего пара $\delta t=5$ °С. Определить:

- оптимальное давление отбора пара из турбины на подогреватель;

- термический КПД цикла ПТУ с возвратом конденсата в конденсатор (вариант 1);

- термический КПД цикла ПТУ с возвратом конденсата перед подогревателем (вариант 2);

- оптимальное давление отбора пара из турбины и термический КПД аналогичного цикла ПТУ со смешивающим подогревателем.

Сравнить определенные КПД и объяснить различие в их значениях.

Работой насосов пренебречь. Изобразить цикл в h,s - диаграмме.

Ответ: $p_1=5$ бар, $\eta_{i1}=0,4152$, $\eta_{i2}=0,4267$;

$p_{1CM}=4,3$ бар, $\eta_{iCM}=0,4274$.

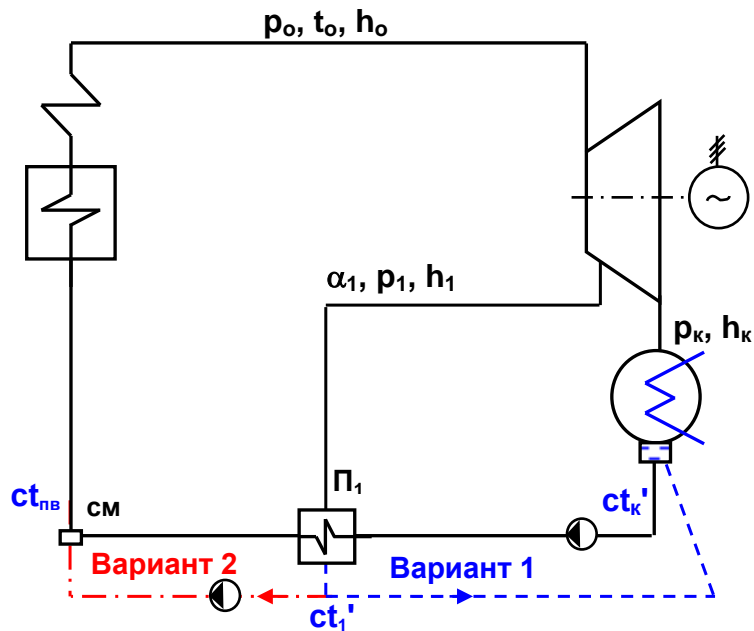


Рис. 16.26. Схема ПТУ с одним поверхностным регенеративным подогревателем и двумя вариантами возврата конденсата из него в цикл

16.15. Цикл ПТУ с двумя регенеративными подогревателями (Π_1 – поверхностный и Π_2 – смешивающий) имеет параметры: $p_o=60$ бар, $t_o=520$ °С, $p_k=0,04$ бар, $p_1=10$ бар, $p_2=1$ бар (рис. 16.27). Недогрев воды в подогревателе Π_1 до температуры насыщения греющего пара $\delta t=5$ °С. Внутренний относительный КПД турбины $\eta_{oi}=0,88$, расход пара на первый подогреватель (Π_1) $D_1=10$ кг/с. Определить внутренний абсолютный КПД цикла и мощность турбины.

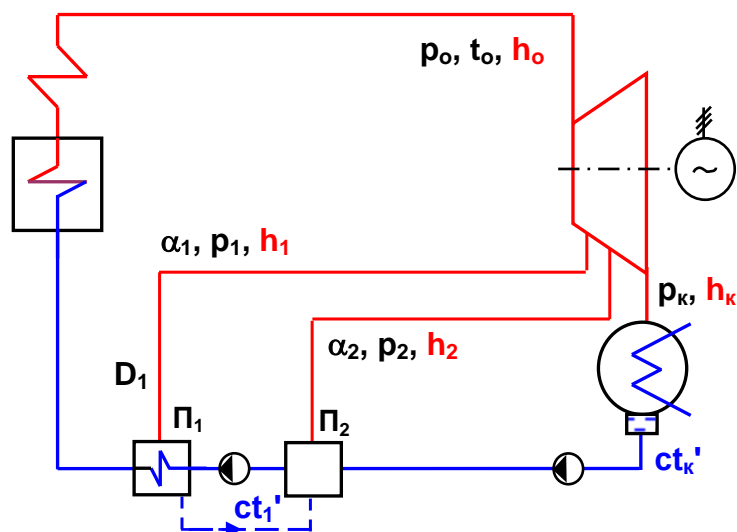


Рис. 16.27. Схема ПТУ с поверхностным и смешивающим регенеративными подогревателями

При расчетах цикла работой насосов пренебречь.
Изобразить цикл ПТУ в h,s - диаграмме.

Ответ: $\eta_i=0,394$, $W_{Ti}=74$ МВт.

16.16. Цикл ПТУ с вторичным перегревом пара и одним смешивающим регенеративным подогревателем имеет параметры: $p_o=130$ бар, $t_o=t_{вп}=540$ °С, $p_{вп}=24$ бар, $p_1=5$ бар, $p_k=0,04$ бар. Внутренние относительные КПД турбины: $\eta^{чвд}_{oi}=0,84$, $\eta^{чнд}_{oi}=0,88$.

Определить внутренний абсолютный КПД ПТУ. Работой насосов пренебречь. Изобразить схему ПТУ и ее цикл в h,s - диаграмме.

Ответ: $\eta_i=0,433$.

16.17. ПТУ с вторичным перегревом пара и одним смешивающим регенеративным подогревателем (рис.16.28) имеет параметры: $p_o=140$ бар, $t_o=550$ °С, $t_{вп}=520$ °С, $p_{вп}=p_1=26$ бар, $p_k=0,04$ бар. Внутренние относительные КПД турбины: $\eta^{чвд}_{oi}=0,86$, $\eta^{чнд}_{oi}=0,84$. Мощность турбины $W_{Ti}=200$ МВт.

Определить расход пара на турбину. Работой насосов пренебречь. Изобразить цикл ПТУ в h,s - диаграмме.

Ответ: $D=170$ кг/с.

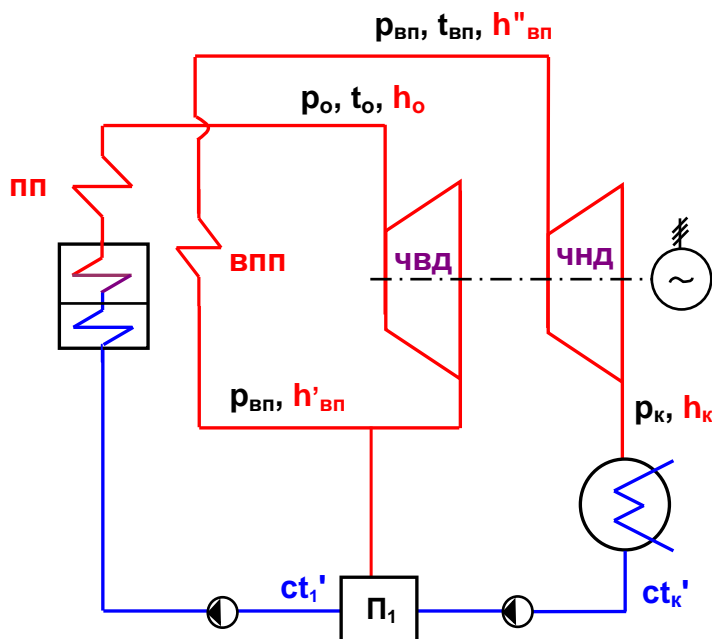


Рис. 16.28. Схема ПТУ с вторичным пароперегревателем и смешивающим регенеративным подогревателем

16.18. Цикл ПТУ с вторичным перегревом пара и двумя смешивающими регенеративными подогревателями (рис.16.29) имеет параметры: $p_o=180$ бар, $t_o=550$ °С, $t_{вп}=500$ °С, $p_{вп}=p_1=26$ бар, $p_2=3,5$ бар, $p_k=0,04$ бар. Внутренние относительные КПД турбины: $\eta^{чвд}_{oi}=0,84$, $\eta^{чнд}_{oi}=0,82$. Определить внутренний относительный КПД ПТУ, удель-

ные расходы пара и теплоты на кВт·ч работы, выработанной турбиной. Работой насосов пренебречь.

Изобразить цикл ПТУ в h,s - диаграмме.

Ответ: $d_i=3,08$ кг/(кВт·ч), $q_i=8333$ кДж/(кВт·ч), $\eta_i=0,432$.

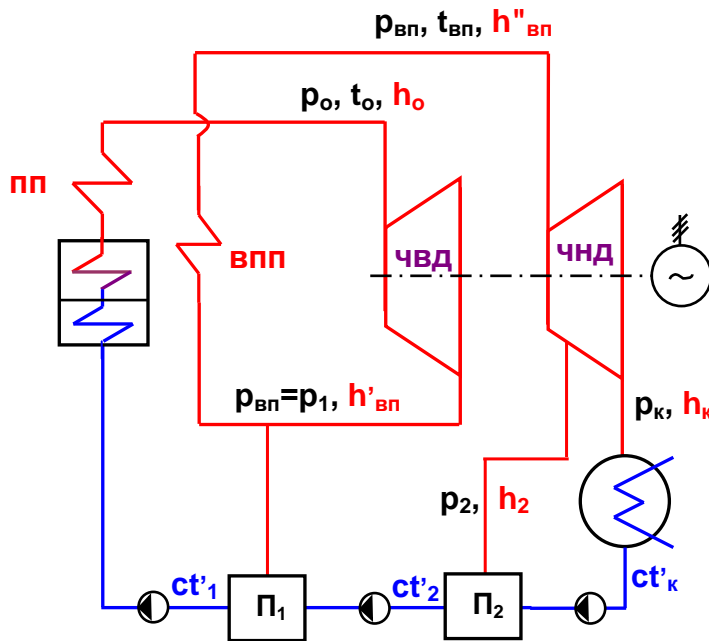


Рис. 16.29. Схема ПТУ с вторичным пароперегревателем и двумя смешивающими регенеративными подогревателями

16.19. Противодавленческая ПТУ имеет параметры: $p_o=40$ бар, $t_o=450$ °С, $p_{тп}=4$ бар. Внутренний относительный КПД турбины $\eta_{oi}=0,88$. Мощность теплового потребителя $Q_{тп}=100$ МВт, конденсат от теплового потребителя возвращается в цикл в полном количестве с температурой 100 °С.

Определить: внутренний абсолютный КПД цикла и мощность турбины, коэффициенты использования теплоты и выработки электроэнергии на тепловом потреблении. Работой насоса пренебречь.

Изобразить схему ПТУ и ее цикл в h,s - диаграмме.

Ответ: $\eta_i=0,174$, $W_{тп}=21$ Мвт, $\eta_Q=1$, $e=0,21$.

16.20. Теплофикационная ПТУ с отбором пара на тепловой потребитель имеет параметры: $p_o=80$ бар, $t_o=500$ °С, $p_{тп}=10$ бар, $p_k=0,04$ бар (рис. 16.30). Расход пара на турбину $D=100$ кг/с. Мощность теплового потребителя $Q_{тп}=50$ МВт, конденсат от теплового потребителя возвращается в полном количестве в состоянии насыщения.

Определить: термический КПД цикла и мощность турбины, коэффициенты использования теплоты и выработки электроэнергии на тепловом потреблении. Работой насосов пренебречь.

Изобразить цикл ПТУ в h,s - диаграмме.

Ответ: $\eta_i=0,377$, $W_{тп}=118$ Мвт, $\eta_Q=0,537$, $e=0,269$.

Определить: внутренний абсолютный КПД цикла, коэффициент использования теплоты и коэффициент выработки электрической энергии на тепловом потреблении, внутреннюю мощность турбины.

При расчетах цикла работой насосов пренебречь.

Изобразить цикл ПТУ в h,s - диаграмме.

Ответ: $\eta_i = 0,369$, $\eta_Q = 0,483$, $e = 0,25$, $W_{Ti} = 55$ МВт.

16.22. Противодавленческая ПТУ с отбором пара на смешивающий регенеративный подогреватель (рис. 16.32) имеет параметры: $p_o=60$ бар, $t_o=450$ °С, $p_{тп}=10$ бар, $p_1=20$ бар, конденсат от теплового потребителя возвращается в полном количестве с температурой 70 °С. Внутренний относительный КПД турбины $\eta_{oi}=0,88$. Мощность теплового потребителя $Q_{тп}=80$ МВт.

Определить: расход пара на турбину, внутренний абсолютный КПД цикла и мощность турбины, коэффициенты использования теплоты и выработки электроэнергии на тепловом потреблении.

При расчетах цикла работой насосов пренебречь.

Изобразить цикл ПТУ в h,s - диаграмме.

Ответ: $D=39,6$ кг/с, $\eta_i=0,157$, $W_{Ti}=14,9$ МВт , $\eta_Q=1$, $e=0,157$.

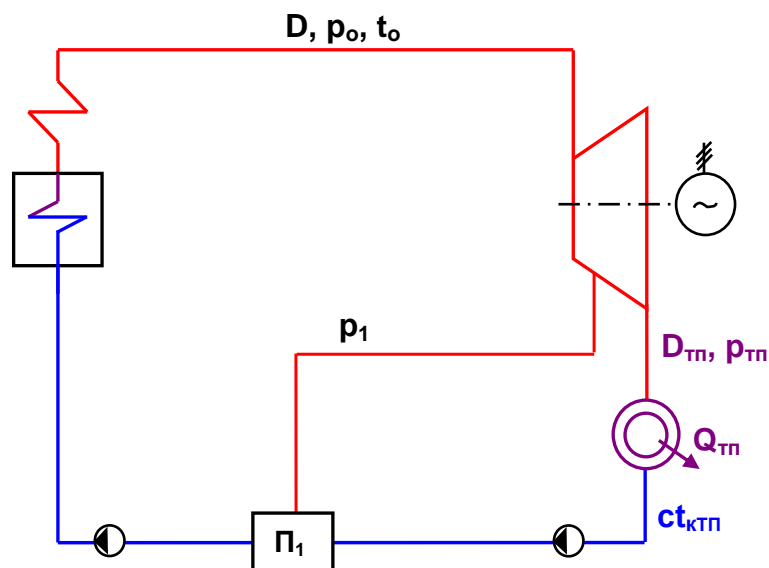


Рис. 16.32. Схема противодавленческой ПТУ с отбором пара на регенеративный подогреватель

16.23. Противодавленческая ПТУ с отбором пара на смешивающий регенеративный подогреватель имеет параметры: $p_o=70$ бар, $t_o=520$ °С, $p_{тп}=10$ бар, $p_1=15$ бар (рис. 16.32). Конденсат от теплового потребителя возвращается в цикл в полном количестве $D_{тп}=100$ т/ч с температурой 70 °С. Внутренний относительный КПД турбины $\eta_{oi}=0,82$.

Определить мощность турбины. Работой насосов пренебречь.

Ответ: $W_{Ti}=15$ МВт.

16.24. Теплофикационная ПТУ с отбором пара на тепловой потребитель и вторичным пароперегревателем (рис. 16.33) имеет параметры: $p_o=240$ бар, $t_o=t_{вп}=550$ °С, $p_{вп}=50$ бар, $p_k=0,05$ бар. Конденсат от теплового потребителя возвращается в цикл в полном количестве с температурой $t_{ктп}=100$ °С. Внутренние относительные КПД турбины $\eta_{oi}^{чвд}=0,85$, $\eta_{oi}^{чнд}=0,88$. Мощность турбины $W_{тi}=250$ МВт, мощность теплового потребителя $Q_{тп}=80$ МВт.

Определить: расход пара на турбину, внутренний абсолютный КПД цикла, коэффициент использования теплоты и коэффициент выработки электрической энергии на тепловом потреблении.

При расчетах цикла работой насосов пренебречь.

Изобразить цикл ПТУ в h,s - диаграмме.

Ответ: $D=183$ кг/с, $\eta_i=0,377$, $\eta_Q=0,497$, $e=0,141$.

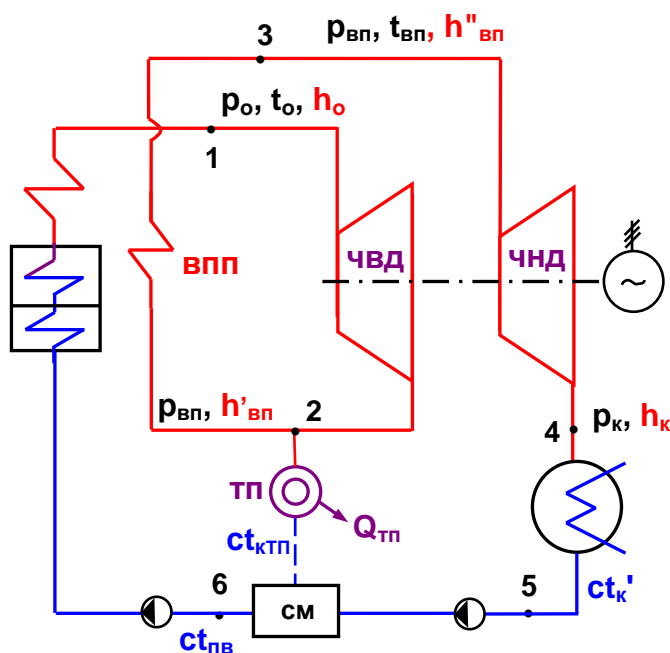


Рис. 16.33. Схема паротурбинной установки с вторичным пароперегревателем и отбором пара на тепловой потребитель

16.25. Теплофикационная ПТУ с отборами пара на тепловой потребитель и смешивающий регенеративный подогреватель (рис. 16.34) имеет параметры: $p_o=60$ бар, $t_o=480$ °С, $p_{тп}=15$ бар, $p'_{тп}=13$ бар, $p_1=2,6$ бар, $p_k=0,04$ бар. Конденсат от теплового потребителя возвращается в цикл в полном количестве при $t_{ктп}=90$ °С. Расход пара на турбину $D=25$ кг/с, а на тепловой потребитель $D_{тп}=12$ кг/с. Внутренние относительные КПД турбины $\eta_{oi}^{чвд}=0,85$, $\eta_{oi}^{чнд}=0,82$.

Определить внутреннюю мощность турбины.

При расчетах цикла работой насосов пренебречь.

Изобразить цикл ПТУ в h,s - диаграмме.

Ответ: $W_{тi}=16,7$ МВт.

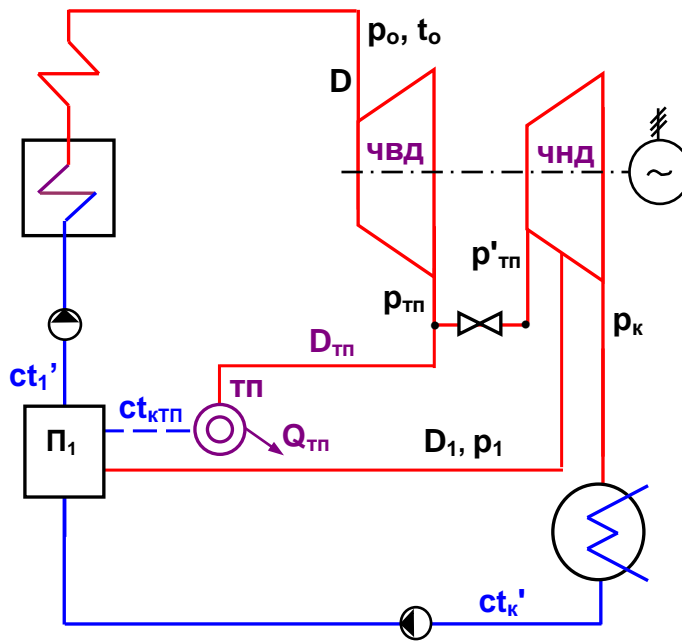


Рис. 16.34. Схема теплофикационной ПТУ с отборами пара на тепловой потребитель и смешивающий регенеративный подогреватель

16.26. Оценить термодинамическую экономичность ПТУ по балансовому и эксергетическому методам (рис. 16.35).

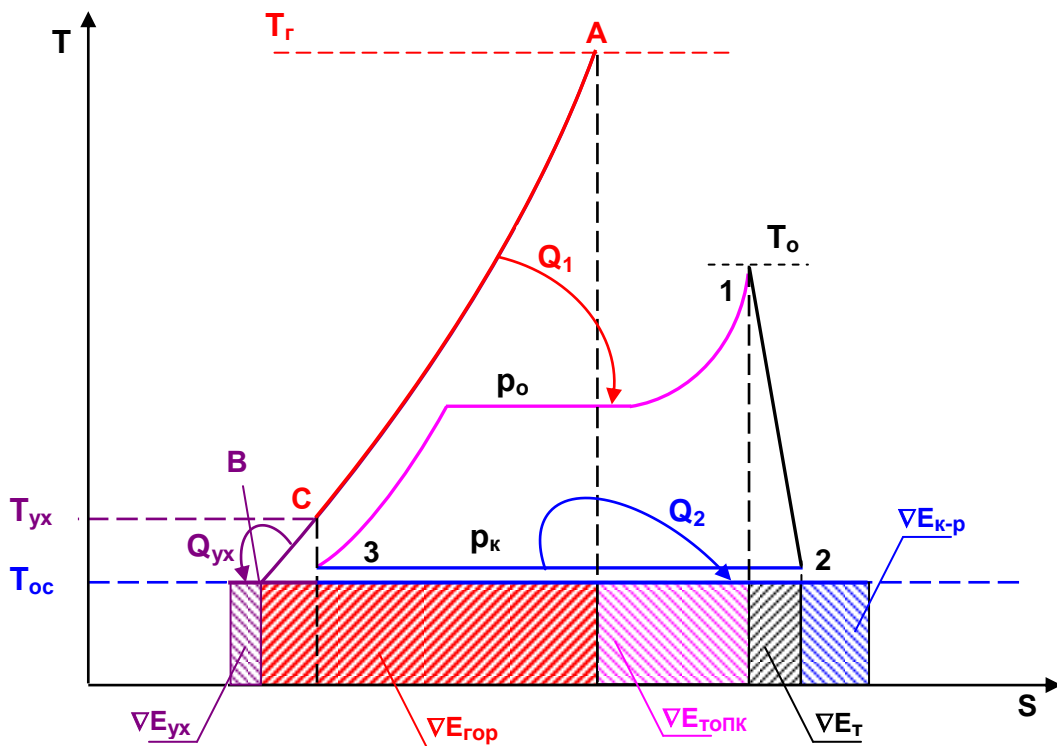


Рис. 16.35. Потери эксергии в необратимом цикле простой ПТУ в T,S- диаграмме

Температура горения топлива в топке парового котла $T_r=2000$ °С, температура уходящих из котла газов $T_{yx}=140$ °С. Свойства продуктов сгорания топлива принять соответствующими идеальному газу с постоянной изобарной теплоемкостью $c_p=1$ кДж/(кг·К). В котле учитывать только потери с уходящими газами.

ПТУ имеет мощность $W_i=20$ МВт и параметры $p_o=30$ бар, $t_o=400$ °С, $p_k=0,04$ бар. Внутренний относительный КПД турбины $\eta_{oi}=0,84$.

Температура окружающей среды $t_{oc}=20$ °С. Температуру циркуляционной воды в конденсаторе принять постоянной и равной t_{oc} .

Определить:

а) по балансовому методу: теплоту сгорания топлива Q_T , потери теплоты с уходящими газами Q_{yx} и в конденсаторе турбины Q_2 , балансовый КПД ПТУ;

б) по эксергетическому методу: эксергию продуктов сгорания топлива E_T , потери эксергии за счет необратимости процесса горения топлива $\nabla E_{гор}$, с уходящими газами ∇E_{yx} , за счет необратимости теплообмена между газами и водой и водяным паром в котле $\nabla E_{топк}$, за счет необратимости процесса расширения пара в турбине ∇E_T , за счет необратимости теплообмена между паром и водой в конденсаторе турбины $\nabla E_{к-р}$, эксергетический КПД ПТУ;

в) сопоставить потери в паровом котле и турбине, определенные по балансовому и эксергетическому методам.

При расчетах работой насосов пренебречь.

Показать потери ПТУ в T,s - диаграмме.

Ответ: а) $Q_T=68,6$ МВт, $Q_{yx}=4,12$ МВт, $Q_2=44,48$ МВт, $\eta_Q=0,291$;

б) $E_T=68,6$ МВт, $\nabla E_{гор}=20,8$ МВт, $\nabla E_{yx}=0,665$ МВт,
 $\nabla E_{топк}=22,03$ МВт, $\nabla E_T=3,77$ МВт, $\nabla E_{к-р}=1,33$ МВт, $\eta_{ex}=0,291$;

в) $Q_{yx}=6$ %, $Q_2=64,9$ %;

$\nabla E_{гор}+\nabla E_{yx}+\nabla E_{топк}=63,46$ %, $\nabla E_T+\nabla E_{к-р}=7,44$ %.

16.27. Одноконтурная АЭС на влажном насыщенном водяном паре (рис. 16.36) имеет параметры ПТУ: $p_o=30$ бар, $x_o=0,99$, $p_{пп}=5$ бар, $p_k=0,04$ бар. Степень сухости пара на выходе из сепаратора $x_c=0,99$, недогрев пара на выходе из пароперегревателя до температуры греющего пара $\Delta t_{пп}=15$ °С. Внутренние относительные КПД турбины $\eta_{oi}^{ЧВД}=0,86$, $\eta_{oi}^{ЧНД}=0,88$.

Определить термический и внутренний абсолютный КПД цикла и расход пара на турбину при ее мощности $W_{Ti}=500$ МВт.

При расчетах цикла работой насосов пренебречь.

Изобразить цикл ПТУ в h,s - диаграмме.

Ответ: $\eta_i=0,353$, $\eta_i=0,313$, $D=580$ кг/с.

Определить: удельные подведенную q_{1i} , отведенную q_{2i} теплоту, работу l_{Ti} и внутренний абсолютный КПД цикла ПТУ, внутренний абсолютный КПД цикла АЭС, если коэффициент потерь теплоты парогенератора и реактора равен 0,95.

При расчетах цикла работой насосов пренебречь.

Изобразить цикл ПТУ в h,s - диаграмме.

Ответ: $q_{1i}=2326$ кДж/кг, $q_{2i}=1485$ кДж/кг, $l_{Ti}=841$ кДж/кг,
 $\eta_i=0,361$, $\eta_{iАЭС}=0,343$.

16.29. Двухконтурная АЭС с высокотемпературным гелиевым газовым реактором (рис. 16.38) имеет следующие параметры и характеристики:

для первого контура – рабочее тело – газообразный гелий (He) с температурой на выходе из реактора $t_A=800$ °С, а на выходе из парогенератора $t_B=300$ °С, давлением на выходе из газодувки $p_A=5$ МПа, на выходе из парогенератора $p_B=4,85$ МПа, адиабатный коэффициент газодувки $\eta_{ГД}=0,85$;

для второго контура – рабочее тело – водяной пар, параметры ПТУ: $p_o=90$ бар, $t_o=t_{вп}=540$ °С, $p_{вп}=22$ бар, $p_k=0,04$ бар, внутренние относительные КПД турбины: $\eta_{oi}^{ЧВД}=0,85$, $\eta_{oi}^{ЧНД}=0,9$.

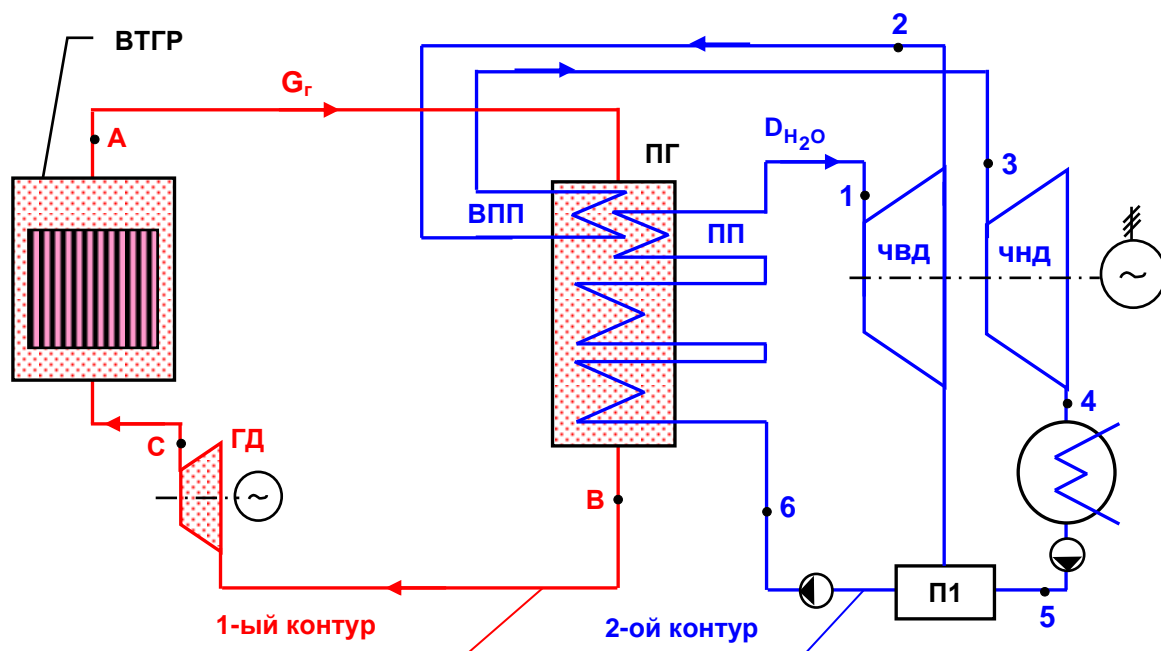


Рис. 16.38. Схема АЭС с высокотемпературным газовым реактором (ВТГР): ГД – газодувка; ПГ – парогенератор; ПП – пароперегреватель; ВПП – вторичный пароперегреватель; П1 – регенеративный подогреватель

Определить соотношение расходов рабочих тел первого и второго контуров $d_r=G_r/D_{H_2O}$, удельные подведенную в реакторе к газу теплоту q_{1i} , отведенную от водяного пара в конденсаторе ПТУ теплоту q_{2i} ,

удельные работы турбины $l_{тi}$, газодувки $l_{гдi}$ и цикла АЭС $l_{АЭСi}$, внутренний абсолютный КПД цикла АЭС $\eta_{АЭСi}$ (все удельные величины определяются на 1 кг водяного рабочего тела).

При расчетах цикла работой насосов пренебречь, свойства гелия брать, как для идеального газа, с $\mu=4$ кг/кмоль и $i=3$.

Изобразить цикл АЭС в T,s - диаграмме.

Ответ: $d_r=1,11$ кг_{газа}/кг_{H₂O}, $q_{1i}=2840$ кДж/кг_{H₂O}, $q_{2i}=1660$ кДж/кг_{H₂O},

$l_{тi}=1220$ кДж/кг_{H₂O}, $l_{гдi}=47,3$ кДж/кг_{H₂O}, $\eta_{АЭСi}=0,413$

(КПД определен с учетом собственных нужд АЭС на привод воздуходувки).

16.7. Контрольные вопросы

1. Почему для ПТУ используется цикл Ренкина и какие у него преимущества по сравнению с циклом Карно на влажном насыщенном паре ?
2. Какие процессы осуществляются в каждом из элементов простой ПТУ (паровом котле, турбине, конденсаторе, насосе) и какое их назначение ?
3. Какие показатели характеризуют тепловую экономичность цикла ПТУ ?
4. Какое влияние оказывает начальное давление p_0 на тепловую экономичность цикла ПТУ ?
5. Какое влияние оказывает начальная температура t_0 на тепловую экономичность цикла ПТУ ?
7. Какое влияние оказывает конечное давление p_k на тепловую экономичность цикла ПТУ ?
8. Что такое сопряженные параметры p_0 и t_0 для цикла ПТУ ?
9. Для чего применяется вторичный перегрев пара в цикле ПТУ ?
10. Докажите, что цикл ПТУ с отборами пара из турбины на регенеративные подогреватели имеет больший термический КПД, чем простой цикл ПТУ.
11. При каких значениях давлений отборов пара ПТУ на регенеративные подогреватели не увеличивается ее КПД ?
12. Поясните методику определения оптимальных давлений отборов

пара из турбины на регенеративные подогреватели.

13. Поясните, какая из схем возврата конденсата из регенеративного подогревателя поверхностного типа в цикл ПТУ термодинамически более экономична.

14. Какие бывают типы теплофикационных ПТУ ?

15. Какие недостатки и достоинства у противодавленческих ПТУ?

16. Почему для оценки тепловой экономичности теплофикационных ПТУ кроме КПД ввели показатель выработки электрической энергии на тепловом потреблении ?

17. Какие особенности имеет цикл ПТУ для АЭС, работающей на влажном насыщенном водяном паре ?

18. С какой целью применяются сепаратор и пароперегреватель в ПТУ АЭС, работающих на влажном насыщенном водяном паре ?

19. Какие достоинства и недостатки у двухконтурной схемы АЭС, работающей на влажном насыщенном водяном паре, по сравнению с аналогичной одноконтурной АЭС ?

20. Какие достоинства и недостатки у двухконтурной схемы ПТУ АЭС с высокотемпературным газовым реактором ?

21. Какие достоинства и недостатки у трехконтурной схемы АЭС с реактором на быстрых нейтронах и теплоносителем в виде жидкого натрия ?

17. ЦИКЛЫ ПАРОГАЗОВЫХ УСТАНОВОК

Использование паровых и газовых турбин в едином парогазовом (ПГУ) цикле позволяет взаимно компенсировать недостатки ПТУ и ГТУ и сохранить их достоинства [2]. КПД ПГУ значительно выше КПД автономно работающих ПТУ и ГТУ. Схем ПГУ много, поэтому остановимся на рассмотрении только основных циклов ПГУ.

17.1. Цикл ПГУ с котлом-утилизатором

Простейшим из циклов ПГУ является цикл с котлом-утилизатором (ПГУ с КУ). Схема и цикл в T,s - диаграмме ПГУ с КУ представлены на рис. 17.1 и 17.2.

Газы, выходящие из газовой турбины ГТУ, поступают в котел-утилизатор ПТУ, где за счет их изобарного охлаждения нагревается вода и получается пар для паровой турбины. В КУ нет сжигания топлива, топливо сжигается только в камере сгорания ГТУ.

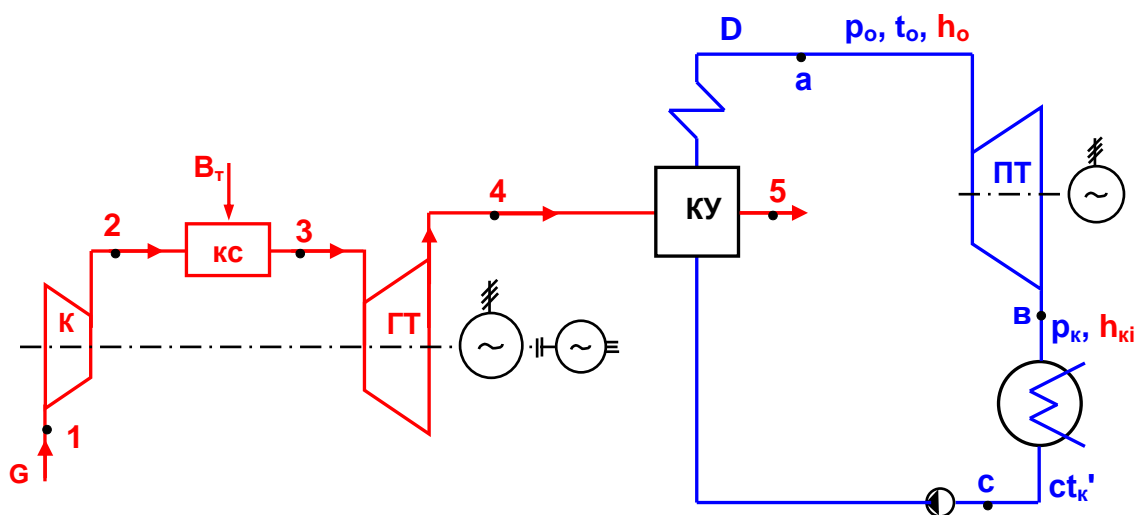


Рис. 17.1. Схема парогазовой установки с котлом-утилизатором:
 К – компрессор; КС – камера сгорания; ГТ – газовая турбина; КУ – котел-утилизатор; ПТ – паровая турбина; G – расход воздуха; D – расход пара

Соотношение расходов газов, выходящих из ГТУ (G), и водяного пара в ПТУ (D) в данной схеме находится в строгом соответствии, определяемом тепловым балансом котла-утилизатора (расход газового рабочего тела принимается равным расходу воздуха):

$$Gc_p(T_{4i} - T_5) = D(h_o - ct'_k). \quad (17.1)$$

В выражении (17.1) повышение энтальпии в насосе ПТУ не учитывается.

Для расчета таких схем в удельных величинах вводится удельный расход газов ГТУ на 1 кг водяного пара ПТУ

$$d_{гi} = \frac{G}{D} = \frac{h_o - ct'_k}{c_p(T_{4i} - T_5)}. \quad (17.2)$$

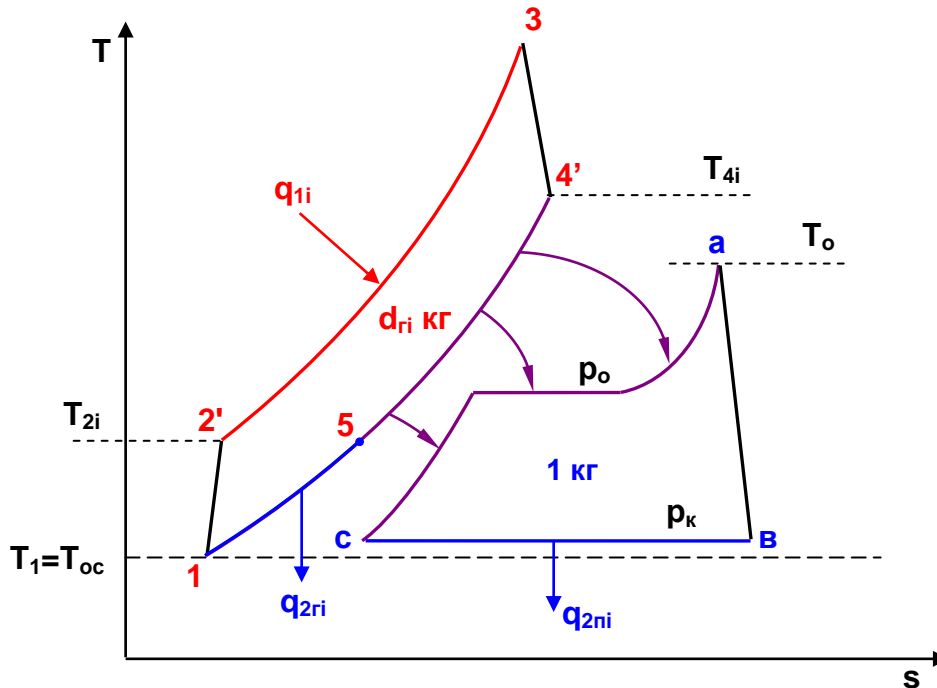


Рис. 17.2. Цикл ПГУ с КУ в T,s- диаграмме

В соответствии с величиной $d_{гi}$, т.е. для 1 кг водяного рабочего тела и $d_{гi}$ кг газового рабочего тела, строится цикл ПГУ в T,s- диаграмме и выполняется его расчет в удельных величинах.

Удельная теплота, подведенная к рабочему телу, в ПГУ с КУ соответствует процессу 2-3 и рассчитывается как

$$q_{1i} = d_{гi}c_p(T_3 - T_{2i}). \quad (17.3)$$

Удельная теплота, отведенная от рабочих тел, в данном цикле соответствует процессам: 5-1 (для газа) и в-с (для водяного пара). Она рассчитывается как сумма

$$q_{2i} = q_{2гi} + q_{2пi} = d_{гi}c_p(T_5 - T_1) + (h_{ki} - ct'_k), \quad (17.4)$$

где $q_{2гi}$ и $q_{2пi}$ – удельные потери теплоты в газовом и паровом контурах соответственно.

Удельная работа газового цикла

$$l_{гi} = d_{гi}(l_{ик} - l_{гт}) = d_{гi}(c_p(T_3 - T_{4i}) - c_p(T_{2i} - T_1)), \quad (17.5)$$

где $l_{ик}$ и $l_{гт}$ – удельные работы компрессора и газовой турбины.

Удельная работа парового цикла (без учета работы насоса)

$$l_{\text{пту}} = h_o - h_{\text{ки}}. \quad (17.6)$$

Удельная работа цикла ПГУ определяется как сумма работ ГТУ и ПТУ

$$l_{\text{пгу}} = l_{\text{г}} + l_{\text{пту}} = d_{\text{г}} c_p ((T_3 - T_{4i}) - (T_{2i} - T_1)) + (h_o - h_{\text{ки}}). \quad (17.7)$$

Внутренний абсолютный КПД ПГУ с КУ определяется обычным образом:

$$\eta_{\text{пгу}} = \frac{l_{\text{пгу}}}{q_{1i}}. \quad (17.8)$$

17.2. Циклы ПГУ со сжиганием топлива в паровом котле

Существует много видов схем ПГУ, где используется теплота сгорания топлива для нагрева водяного рабочего тела. Рассмотрим несколько типовых схем и циклов таких ПГУ.

Цикл ПГУ с низконапорным парогенератором

В данной схеме ПГУ газы ГТУ также сбрасываются в паровой котел, но в отличие от ПГУ с КУ в данном паровом котле, который называют низконапорным парогенератором (НПГ), происходит сжигание топлива.

Схема и цикл в T,s- диаграмме ПГУ с НПГ представлены на рис. 17.3 и 17.4.

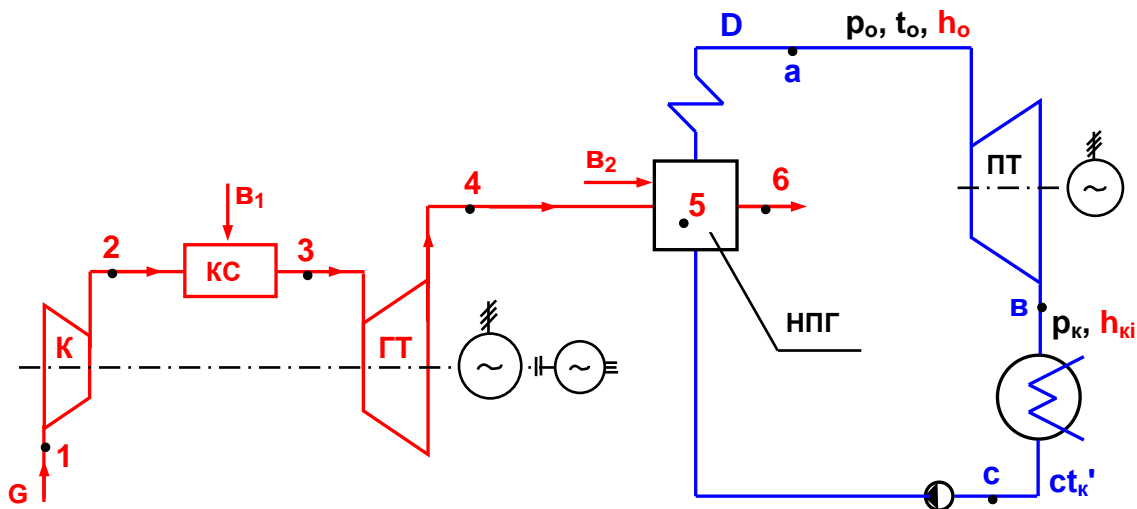


Рис. 17.3. Схема парогазовой установки с низконапорным парогенератором: К – компрессор; КС – камера сгорания; ГТ – газовая турбина; НПГ – низконапорный парогенератор; ПТ – паровая турбина; G – расход воздуха; D – расход пара; B₁ – расход топлива в КС; B₂ – расход топлива в НПГ

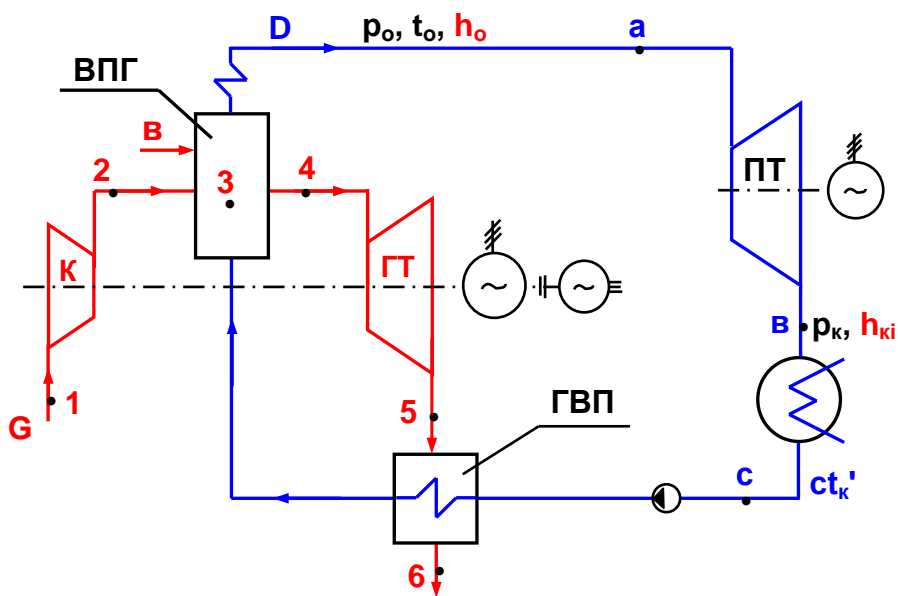


Рис. 17.5. Схема парогазовой установки с высоконапорным парогенератором: К – компрессор; ГТ – газовая турбина; ВПГ – высоконапорный парогенератор; ГВП – газовойдяной подогреватель; ПТ – паровая турбина; G – расход воздуха; D – расход пара; V – расход топлива в ВПГ

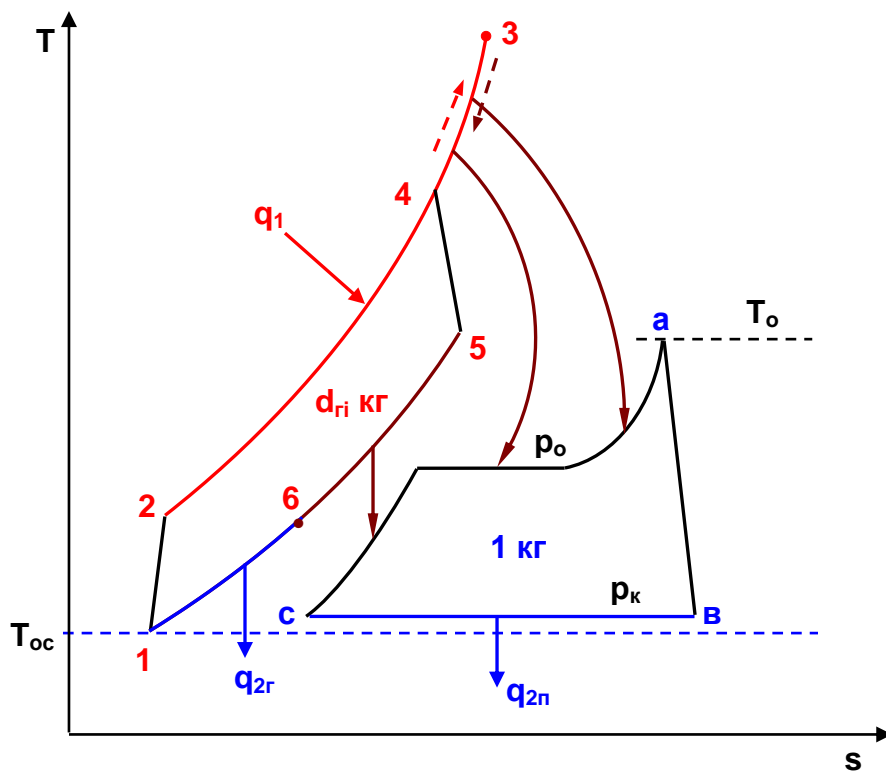


Рис. 17.6. Цикл ПГУ с ВПГ в T,s- диаграмме

Соотношение расходов газов, выходящих из ГТУ, и водяного пара в ПТУ в данной схеме определяется тепловым балансом ВПГ и ГВП (расход газового рабочего тела принимается равным расходу воздуха):

$$Gc_p(T_3 - T_4 + T_{5i} - T_6) = D(h_o - ct'_k). \quad (17.12)$$

Расчет величины удельного расхода газов ГТУ на 1 кг водяного пара ПТУ в соответствии с выражением (17.12) выполняется по уравнению

$$d_{гi} = \frac{G}{D} = \frac{h_o - ct'_k}{c_p(T_3 - T_4 + T_{5i} - T_6)}. \quad (17.13)$$

Удельная теплота, подведенная к рабочему телу, в ПГУ с НПГ соответствует процессу в ВПГ 2-5 и рассчитывается как

$$q_{ii} = d_{гi}c_p(T_3 - T_{2i}). \quad (17.14)$$

Остальные расчеты выполняются аналогично расчетам ПГУ с КУ.

Полузависимая ПГУ

Название такой ПГУ характеризует возможность независимой работы ГТУ и ПТУ. Совместная работа ГТУ и ПТУ предполагает использование теплоты уходящих газов ГТУ для нагрева воды ПТУ вместо ее регенеративных подогревателей (рис. 17.7 и 17.8).

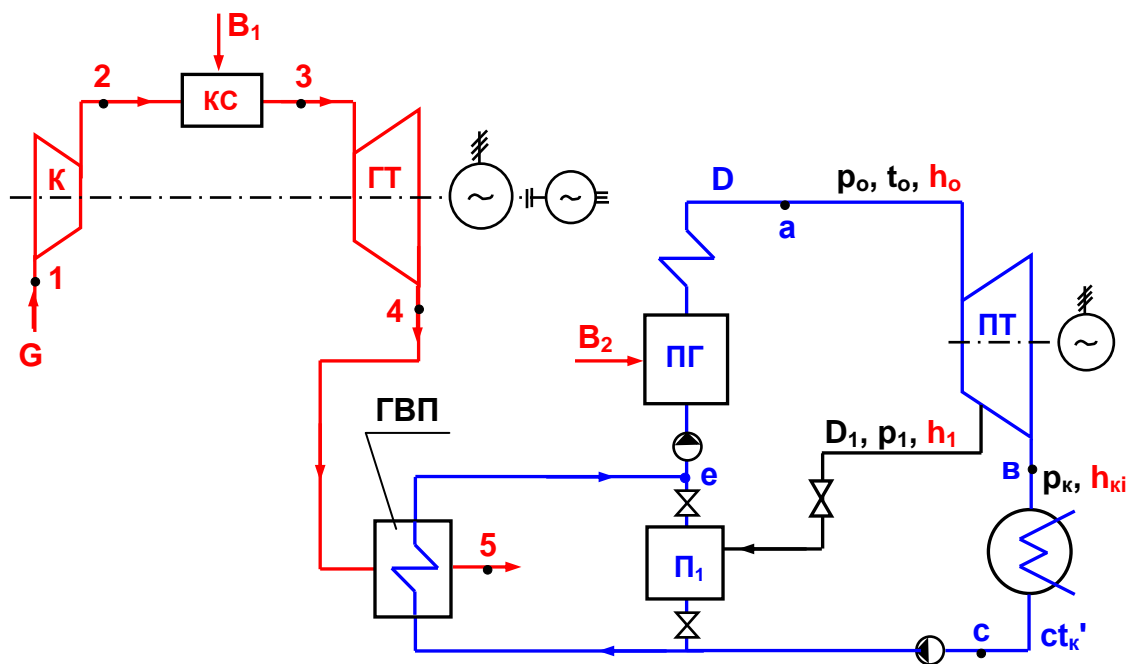


Рис. 17.7. Схема полузависимой ПГУ: К – компрессор; КС – камера сгорания; ГТ – газовая турбина; ГВП – газовойодяной подогреватель; ПТ – паровая турбина; П₁ – регенеративный подогреватель; G – расход воздуха; D – расход пара; B₁ – расход топлива в КС; B₂ – расход топлива в парогенераторе (ПГ)

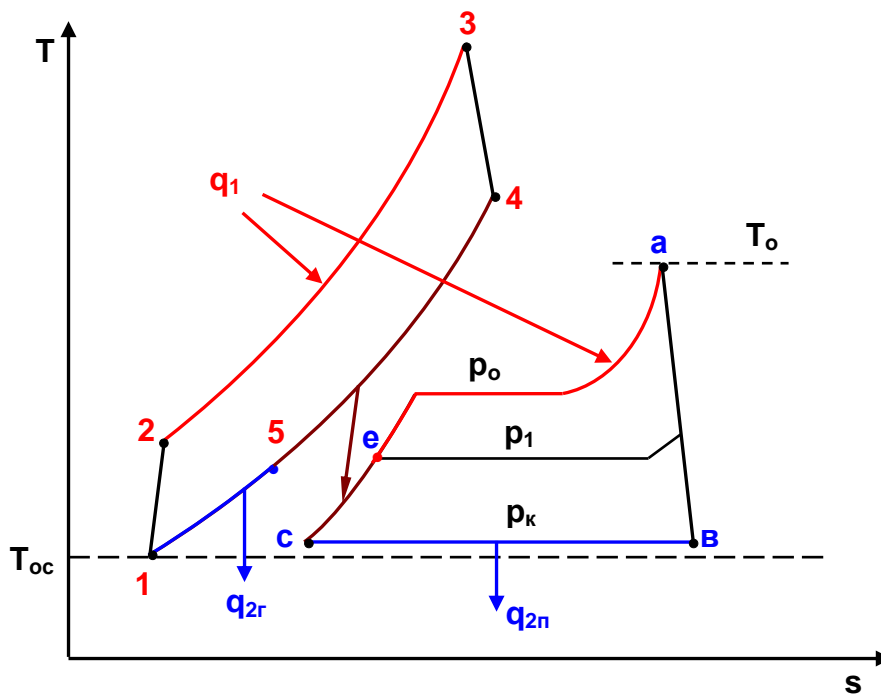


Рис. 17.8. Цикл полувисимой ПГУ в T,s- диаграмме

Соотношение рабочих тел ГТУ и ПТУ в этой схеме не имеет строго обязательного значения. Необходимым условием ее работоспособности является выполнение теплового баланса газовойводяного подогревателя, в котором вода должна нагреваться до состояния насыщения при давлении P_1 и отключенном отборе пара на регенеративный подогреватель ПТУ:

$$Gc_p(T_{4i} - T_5) = D(ct_1' - ct_k'). \quad (17.15)$$

Нагрев воды в ГВП до такой же температуры, как и в регенеративном подогревателе ПТУ, позволяет отключить регенеративный подогреватель без изменения режима работы парового котла. В такой схеме возможна автономная и совместная работа ГТУ и ПТУ.

Теплота, подведенная к рабочим телам в ПГУ (без учета потерь в паровом котле), определяется как

$$Q_{1i} = Gc_p(T_3 - T_{2i}) + D(h_o - ct_k'). \quad (17.16)$$

Отведенная теплота от рабочих тел ПГУ

$$Q_{2i} = Gc_p(T_5 - T_1) + D(h_{ki} - ct_k'). \quad (17.17)$$

Мощность ПГУ определяется выражением

$$W_{ипгу} = Gc_p((T_3 - T_{4i}) - (T_{2i} - T_1)) + D(h_o - h_{ki}). \quad (17.18)$$

КПД ПГУ рассчитывается традиционно:

$$\eta_{ипгу} = \frac{W_{ипгу}}{Q_{1i}}.$$

При подключении ГТУ к ПТУ по полузависимой схеме (рис.17.7), в ПТУ возрастает мощность на величину

$$\Delta W_{\text{ипту}} = D_{1i}(h_{1i} - h_{ki}). \quad (17.19)$$

Увеличение мощности в ПТУ обусловлено тем, что пар, который ранее использовался для регенеративного подогревателя (D_1), в режиме ПГУ вырабатывает электрическую мощность. Поэтому если режим ПГУ рассматривать как режим выработки пиковой мощности, то экономичность выработки пиковой мощности необходимо оценивать пиковым КПД:

$$\eta_{\text{ипик}} = \frac{W_{\text{игту}} + \Delta W_{\text{ипту}}}{Gc_p(T_3 - T_{2i})} > \eta_{\text{игту}} = \frac{W_{\text{игту}}}{Gc_p(T_3 - T_{2i})}. \quad (17.20)$$

Из выражения (17.20) видно, что пиковый КПД ПГУ больше КПД автономно работающей ГТУ.

17.3. Задачи

Пример решения задачи:

17.1. Определить удельные подведенную и отведенную теплоту, работу и термический КПД парогазовой установки с котлом-утилизатором (рис. 17.1, 17.2), имеющей параметры:

для парового контура: $p_o=30$ бар, $t_o=400$ °С, $p_k=0,04$ бар;

для газового контура: $p_1=1$ бар, $t_1=20$ °С, $v=p_2/p_1=7$, $t_3=1000$ °С, температура газов на выходе из котла утилизатора $t_5=130$ °С.

Работу насоса в цикле ПТУ не учитывать, а свойства рабочего тела ГТУ принять соответствующими двухатомному идеальному воздуху с $c_p=\text{const}$.

Решение

Для идеального цикла ПТУ определяются энтальпии в трех характерных точках:

$h_o=3232$ кДж/кг – определяется по p_o и t_o ;

$h_k=2084$ кДж/кг – определяется по p_k и $s_k=s_o=6,92$ кДж/(кг·К);

$st'_k=121,4$ кДж/кг – энтальпия воды в состоянии насыщения ($x=0$) при давлении p_k .

Для идеального цикла ГТУ определяются температуры на выходе из компрессора и турбины:

$$T_2 = T_1 \left(\frac{p_1}{p_2} \right)^{\frac{1-\kappa}{\kappa}} = 293 \cdot \left(\frac{1}{7} \right)^{\frac{1-1,4}{1,4}} = 510,9 \text{ К};$$

$$T_4 = T_3 \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{1-\kappa}{\kappa}} = 1273 \cdot 7^{\frac{1-1,4}{1,4}} = 730 \text{ К}.$$

Определяем удельный расход газов ГТУ на 1 кг водяного пара ПТУ, предварительно рассчитав изобарную теплоемкость идеального воздуха:

$$c_p = \frac{R}{2}(i+2) = \frac{8314}{2 \cdot 28,96}(5+2) = 1005 \frac{\text{Дж}}{\text{кг} \cdot \text{К}} \cong 1 \frac{\text{кДж}}{\text{кг} \cdot \text{К}};$$

$$d_r = \frac{G}{D} = \frac{h_o - ct'_k}{c_p(T_4 - T_5)} = \frac{3232 - 121,4}{1 \cdot (730 - 403)} = 9,51 \frac{\text{кг газа}}{\text{кг пара}}.$$

Далее рассчитываются:

удельная теплота, подведенная к рабочему телу, в ПГУ с КУ

$$q_{1\text{ПГУ}} = d_r c_p (T_3 - T_2) = 9,51 \cdot 1 \cdot (1273 - 510,9) = 7248 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}};$$

удельная теплота, отведенная от рабочих тел в цикле,

$$\begin{aligned} q_{2\text{ПГУ}} &= q_{2r} + q_{2п} = d_r c_p (T_5 - T_1) + (h_k - ct'_k) = \\ &= 9,51 \cdot 1 \cdot (403 - 293) + (2084 - 121,4) = 3009 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}; \end{aligned}$$

удельная работа цикла ПГУ, которая определяется как сумма работ ГТУ и ПТУ,

$$\begin{aligned} \ell_{t\text{ПГУ}} &= \ell_{t_r} + \ell_{t_{\text{ПТУ}}} = d_r c_p ((T_3 - T_4) - (T_2 - T_1)) + (h_o - h_k) = \\ &= 9,51 \cdot 1 \cdot ((1273 - 730) - (510,9 - 293)) + (3232 - 2084) = 4239,7 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}. \end{aligned}$$

Выполним проверку результата расчета работы цикла ПГУ:

$$\ell_{t\text{ПГУ}} = \ell_{t_r} + \ell_{t_{\text{ПТУ}}} = q_{1\text{ПГУ}} - q_{2\text{ПГУ}} = 7248 - 3009 = 4239 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}.$$

Определим термический КПД ПГУ с КУ :

$$\eta_{t\text{ПГУ}} = \frac{\ell_{t\text{ПГУ}}}{q_{1\text{ПГУ}}} = \frac{4239}{7248} = 0,585.$$

17.2. Цикл парогазовой установки с котлом-утилизатором (рис. 17.1) имеет параметры:

для парового контура $p_o=60$ бар, $t_o=400$ °С, $p_k=0,04$ бар;

для газового контура $p_1=1$ бар, $t_1=20$ °С, $v=p_2/p_1=10$, $t_3=1100$ °С, температура газов на выходе из котла утилизатора $t_5=140$ °С.

Определить:

удельный расход газа на кг пара в ПГУ d_f , удельные подведенную q_1 и отведенную q_2 теплоту, работу ℓ_t цикла, термические КПД автономно работающих ГТУ и ПТУ и ПГУ в целом.

Нарисовать схему установки и ее цикл в T,s - диаграмме.

Работу насоса в цикле ПТУ не учитывать, а свойства рабочего тела ГТУ принять соответствующими двухатомному идеальному воздуху с $c_p = \text{const}$.

Ответ: $d_f = 10,22$, $q_1 = 8248$ кДж/кг_{пара}, $q_2 = 3064$ кДж/кг_{пара},

$$\ell_t = 5184 \text{ кДж/кг}_{\text{пара}}, \quad \eta_{t\text{ГТУ}} = 0,482, \quad \eta_{t\text{ПТУ}} = 0,396, \quad \eta_{t\text{ПГУ}} = 0,627.$$

17.3. Для исходных данных предыдущей задачи (17.2) определить те же величины, но для действительного цикла ПГУ с КУ, если необратимость процессов ГТУ характеризуют адиабатный коэффициент компрессора $\eta_k = 0,85$ и внутренний относительный КПД газовой турбины $\eta_{гт} = 0,9$, а необратимость процесса расширения пара в ПТУ – внутренний относительный КПД паровой турбины $\eta_{oi} = 0,88$. Работу насоса в цикле ПТУ не учитывать, а свойства рабочего тела ГТУ принять соответствующими двухатомному идеальному воздуху с $c_p = \text{const}$.

Ответ: $d_{fi} = 8,39$, $q_{1i} = 6370$ кДж/(кг_{пара}), $q_{2i} = 3000$ кДж/(кг_{пара}),

$$\ell_i = 3370 \text{ кДж/кг}_{\text{пара}}, \quad \eta_{i\text{ГТУ}} = 0,362, \quad \eta_{i\text{ПТУ}} = 0,348, \quad \eta_{i\text{ПГУ}} = 0,529.$$

17.4. Цикл парогазовой установки с низконапорным парогенератором (ПГУ с НПГ рис. 17.3 и 17.4) имеет параметры:

для парового контура: $p_o = 30$ бар, $t_o = 420$ °С, $p_k = 0,04$ бар;

для газового контура: $p_1 = 1$ бар, $t_1 = 12$ °С, $v = p_2/p_1 = 7$, $t_3 = 800$ °С, температура горения топлива в паровом котле $t_5 = 1500$ °С, температура газов на выходе из котла $t_6 = 140$ °С.

Определить:

удельный расход газа на кг пара в ПГУ d_f , удельные подведенную q_1 и отведенную q_2 теплоту, работу ℓ_t цикла и термический КПД ПГУ.

Нарисовать схему установки и ее цикл в T,s - диаграмме.

Работу насоса в цикле ПТУ не учитывать, а свойства рабочего тела ГТУ принять соответствующими двухатомному идеальному воздуху с $c_p = \text{const}$.

Ответ: $d_f = 2,32$, $q_1 = 4022$ кДж/кг_{пара}, $q_2 = 2281$ кДж/кг_{пара},

$$\ell_t = 1741 \text{ кДж/кг}_{\text{пара}}, \quad \eta_{t\text{ПГУ}} = 0,433.$$

17.5. Цикл парогазовой установки с высоконапорным парогенератором (ПГУ с ВПГ рис. 17.5 и 17.6), имеет параметры:

для парового контура $p_o = 50$ бар, $t_o = 500$ °С, $p_k = 0,04$ бар;

для газового контура $p_1 = 1$ бар, $t_1 = 17$ °С, $v = p_2/p_1 = 5$, $t_4 = 900$ °С, темпе-

температура горения топлива в ВПГ $t_3=1400$ °С, температура газов на выходе из газовойводяного подогревателя (ГВП) $t_6=140$ °С.

Определить:

удельный расход газа на кг пара в ПГУ d_f , удельные подведенную q_1 и отведенную q_2 теплоту, работу ℓ_t цикла и термический КПД ПГУ.

Нарисовать схему установки и ее цикл в T,s - диаграмме.

Работу насоса в цикле ПТУ не учитывать, а свойства рабочего тела ПТУ принять соответствующими двухатомному идеальному воздуху с $c_p=\text{const}$.

Ответ: $d_f=3,99$, $q_1=4858$ кДж/кг_{пара}, $q_2=2473$ кДж/кг_{пара},
 $\ell_t=2385$ кДж/кг_{пара}, $\eta_{t\text{ПГУ}}=0,491$.

17.6. Для полузависимой парогазовой установки (рис.17.7) задано: рабочее тело ГТУ имеет параметры на входе в компрессор: $p_1=1$ бар, $t_1=20$ °С, степень повышения давления воздуха в компрессоре $v=p_2/p_1=7$, температура газов перед турбиной $t_3=800$ °С, адиабатный коэффициент компрессора $\eta_k=0,85$, внутренний относительный КПД турбины $\eta_{тt}=0,88$, расход газов $G=400$ кг/с;

параметры пара ПТУ перед турбиной: $p_o=60$ бар, $t_o=500$ °С, давление в конденсаторе $p_k=0,04$ бар, давление отбора пара на смешивающий регенеративный подогреватель $p_1=6$ бар, внутренний относительный КПД турбины $\eta_{птt}=0,88$, расход пара на турбину $D=100$ кг/с.

Определить:

- 1) внутренние абсолютные КПД автономно работающих ГТУ и ПТУ;
- 2) температуру газов на выходе из газовойводяного подогревателя при отключенном отборе пара и $t_{пв}=t'_1$;
- 3) внутренний абсолютный КПД ПГУ;
- 4) прирост мощности в ПТУ $\Delta W_{птту}$ при отключении отбора пара;
- 5) КПД по выработке пиковой мощности в ГТУ и ПТУ при совместной их работе.

Нарисовать схему установки и ее цикл в T,s - диаграмме.

Работу насоса в цикле ПТУ не учитывать, а свойства рабочего тела ГТУ принять соответствующими двухатомному идеальному воздуху с $c_p=\text{const}$.

Ответ: 1) $\eta_{i\text{ГТУ}}=0,27,94$ $\eta_{i\text{ПТУ}}=0,385$, 2) $t_{yx}=260$ °С 3) $\eta_{i\text{ПГУ}}=0,366$,
4) $\Delta W_{птту}=12,9$ МВт, 5) $\eta_{i\text{пик}}=0,341$.

17.7. Для парогазовой установки (рис.17.9) задано:

рабочее тело ГТУ имеет параметры на входе в компрессор: $p_1=1$ бар, $t_1=27$ °С, степень повышения давления воздуха в компрессоре $v=p_2/p_1=6$, температура газов перед турбиной $t_3=750$ °С, в газовойводяном подогревателе газы охлаждаются до $t_5=120$ °С;

параметры пара ПТУ перед турбиной: $p_o=90$ бар, $t_o=500$ °С, давление в конденсаторе $p_k=0,035$ бар, мощность турбины $W_{птту}=25$ МВт, вода в

газоводяном подогревателе нагревается до температуры насыщения при давлении p_0 .

Определить: термический КПД ПГУ и расход рабочего тела в ГТУ.

Нарисовать цикл ПГУ в T,s - диаграмме.

Работу насоса в цикле ПГУ не учитывать, а свойства рабочего тела ГТУ принять соответствующими двухатомному идеальному воздуху с $c_p = \text{const}$.

Ответ: $\eta_{t\text{ПГУ}} = 0,592$, $G = 102 \text{ кг/с}$.

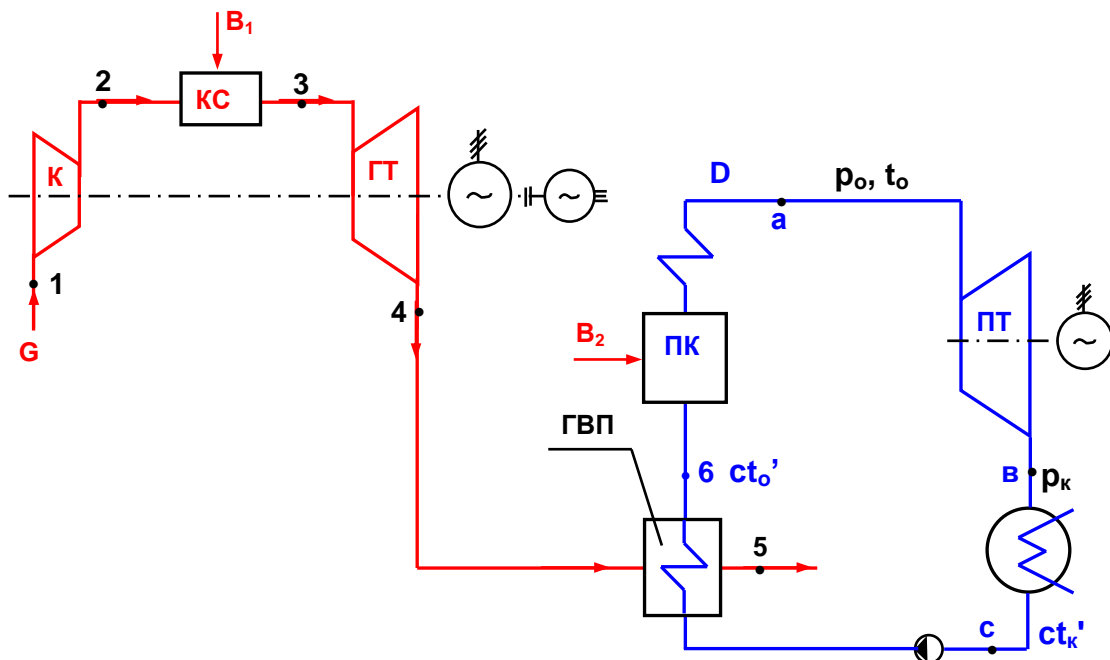


Рис. 17.9. Схема ПГУ: К – компрессор; КС – камера сгорания; ГТ – газовая турбина; ГВП – газовойодяной подогреватель; ПТ – паровая турбина; G – расход воздуха; D – расход пара

17.8. Для парогазовой установки с НПГ (рис.17.3) задано:

рабочее тело ГТУ имеет параметры на входе в компрессор: $p_1 = 1 \text{ бар}$, $t_1 = 15 \text{ }^\circ\text{C}$, степень повышения давления воздуха в компрессоре $v = p_2/p_1 = 6$, температура газов на выходе из турбины $t_{4i} = 400 \text{ }^\circ\text{C}$, адиабатный коэффициент компрессора $\eta_k = 0,8$, мощность компрессора $W_{ki} = 2 \text{ МВт}$;

температура горения топлива в НПГ $t_5 = 1800 \text{ }^\circ\text{C}$, температура уходящих газов $t_6 = 120 \text{ }^\circ\text{C}$;

параметры пара ПТУ перед турбиной: $p_0 = 30 \text{ бар}$, $t_0 = 400 \text{ }^\circ\text{C}$, давление в конденсаторе $p_k = 0,04 \text{ бар}$, давление отбора пара на смешивающий регенеративный подогреватель $p_1 = 6 \text{ бар}$, внутренний относительный КПД турбины $\eta_{пт} = 0,84$.

Определить мощность паровой турбины.

Нарисовать цикл ПГУ в T,s - диаграмме.

Работу насоса в цикле ПТУ не учитывать, а свойства рабочего тела

ГТУ и НПГ принять соответствующими двухатомному идеальному воздуху с $c_p = \text{const}$.

Ответ: $W_{\text{ГТУ}} = 4,3$ МВт.

17.9. Для парогазовой установки с ВПГ (рис.17.5) задано:

рабочее тело ГТУ имеет параметры: на входе в турбину $T_4 = 960$ К, степень повышения давления воздуха в компрессоре $v = p_2/p_1 = 6$, внутренний относительный КПД турбины $\eta_{\text{ГТ}} = 0,84$, мощность газовой турбины $W_{\text{ГТ}} = 2$ МВт;

температура горения топлива в ВПГ $T_3 = 2200$ К, температура уходящих из ГВП газов $T_6 = 400$ К;

параметры пара ПТУ перед турбиной: $p_0 = 24$ бар, $t_0 = 400$ °С, давление в конденсаторе $p_k = 0,04$ бар, давление отбора пара на смешивающий регенеративный подогреватель $p_1 = 6$ бар, внутренний относительный КПД турбины $\eta_{\text{ПТ}} = 0,85$.

Определить мощность паровой турбины.

Нарисовать цикл ПГУ в T, s - диаграмме. Работу насоса в цикле ПТУ не учитывать, а свойства рабочего тела ГТУ и ВПГ принять соответствующими двухатомному идеальному воздуху с $c_p = \text{const}$.

Ответ: $W_{\text{ПТУ}} = 2,79$ МВт.

17.10. Оценить термодинамическую экономичность обратимых циклов ПТУ, ГТУ и ПГУ с котлом-утилизатором по балансовому, энтропийному и эксергетическому методам (рис. 17.10) при следующих исходных данных:

для ПТУ температура горения топлива в топке парового котла 1500 °С, температура уходящих из котла газов 140 °С. В котле учитывать только потери с уходящими газами.

ПТУ имеет параметры водяного пара: $p_0 = 6$ МПа, $t_0 = 500$ °С, $p_k = 4$ кПа.

Температура окружающей среды $t_{\text{oc}} = 20$ °С. Температуру циркуляционной воды в конденсаторе принять постоянной и равной t_{oc} ;

для ГТУ параметры воздуха и газов: $p_1 = 1$ бар, $t_1 = 20$ °С, $v = p_2/p_1 = 10$, $t_3 = 1500$ °С;

для ПГУ с КУ параметры такие же, как и у автономно работающих ПТУ и ГТУ;

температура газов на выходе из котла утилизатора $t_5 = 140$ °С.

Определить :

а) по балансовому методу:

КПД и основные потери ПТУ, ГТУ и ПГУ;

б) по энтропийному методу:

увеличение энтропии за счет необратимостей отдельных процессов и целиком всего цикла для ПТУ, ГТУ и ПГУ;

в) по эксергетическому методу:

потери эксергии за счет необратимостей отдельных процессов и це-

ликом всего цикла для ПТУ, ГТУ и ПГУ.

Сопоставить экономичность и потери ПТУ, ГТУ и ПГУ, определенные по балансовому, энтропийному и эксергетическому методам.

Для ПТУ и ПГУ расчеты выполнить на 1 кг пара. При расчетах ПТУ работой насосов пренебречь. Свойства газовых рабочих тел принять соответствующими идеальному двухатомному воздуху с постоянной изобарной теплоемкостью $c_p=1$ кДж/(кг·К).

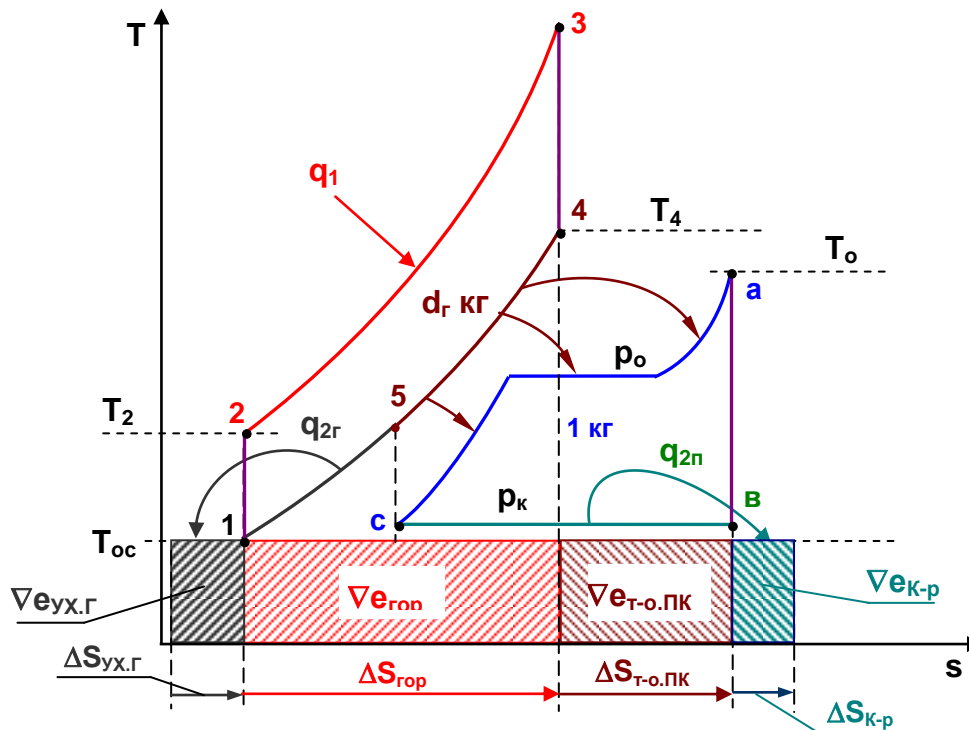


Рис.17.10. Цикл ПГУ с КУ и его потери эксергии в T,s- диаграмме за счет необратимостей: гор – горения топлива, ух.г – с уходящими газами, т-о.ПК – теплообмена в котле-утилизаторе, К-р – теплообмена в конденсаторе

Ответ: а) $\eta_{пту}=0,376$, $q_{ух}=8,11 \%$, $q_2=54,26 \%$;
 $\eta_{гту}=0,482$, $q_{ух}=51,8 \%$;
 $\eta_{пгу}=0,653$; $q_{ух}=9,94 \%$, $q_2=24,73 \%$;

б) для ПТУ: $\Delta s_{гор}=4,373$ кДж/(кг_{пара}·К) (57,1%),
 $\Delta s_{ух.г}=0,161$ кДж/(кг_{пара}·К) (2,1%),
 $\Delta s_{т-о.ПК}=2,92$ кДж/(кг_{пара}·К) (38,1%),
 $\Delta s_{к-р}=0,201$ кДж/(кг_{пара}·К) (2,63 %),
 $\Sigma \Delta s_{ci}=7,655$ кДж/(кг_{пара}·К) (100 %);
 для ГТУ: $\Delta s_{гор}=1,38$ кДж/(кг·К) (52,2 %);
 $\Delta s_{ух.г}=0,99$ кДж/(кг·К) (41,8 %),
 $\Sigma \Delta s_{ci}=2,37$ кДж/(кг·К) (100 %);
 для ПГУ: $\Delta s_{гор}=7,469$ кДж/(кг_{пара}·К) (79,9 %),

$$\Delta s_{ух.г} = 0,433 \text{ кДж}/(\text{кг}_{\text{пара}} \cdot \text{К}) (4,64 \%),$$

$$\Delta s_{т-опк} = 1,236 \text{ кДж}/(\text{кг}_{\text{пара}} \cdot \text{К}) (13,2 \%),$$

$$\Delta s_{к-р} = 0,201 \text{ кДж}/(\text{кг}_{\text{пара}} \cdot \text{К}) (2,15 \%),$$

$$\Sigma \Delta s_{ci} = 9,339 \text{ кДж}/(\text{кг}_{\text{пара}} \cdot \text{К}) (100 \%);$$

в) для ПТУ: $\nabla e_{гор} = 1281 \text{ кДж}/\text{кг}_{\text{пара}} (35,64 \%),$
 $\nabla e_{ух.г} = 47,2 \text{ кДж}/\text{кг}_{\text{пара}} (1,36 \%),$
 $\nabla e_{т-опк} = 855,6 \text{ кДж}/\text{кг}_{\text{пара}} (23,76 \%),$
 $\nabla e_{к-р} = 58,9 \text{ кДж}/\text{кг}_{\text{пара}} (1,64 \%),$
 $e_{топл} = 3596 \text{ кДж}/(\text{кг}_{\text{пара}}) (100 \%);$

для ГТУ: $\nabla e_{гор} = 334 \text{ кДж}/\text{кг} (27,7 \%),$
 $\nabla e_{ух.г} = 290 \text{ кДж}/\text{кг} (24,1 \%),$
 $e_{топл} = 1207 \text{ кДж}/(\text{кг}_{\text{пара}}) (100 \%);$

для ПГУ: $\nabla e_{гор} = 2188 \text{ кДж}/\text{кг}_{\text{пара}} (27,7 \%),$
 $\nabla e_{ух.г} = 126,9 \text{ кДж}/\text{кг}_{\text{пара}} (1,61 \%),$
 $\nabla e_{т-опк} = 362,2 \text{ кДж}/\text{кг}_{\text{пара}} (4,59 \%),$
 $\nabla e_{к-р} = 58,9 \text{ кДж}/\text{кг}_{\text{пара}} (0,75 \%),$
 $e_{топл} = 7894 \text{ кДж}/(\text{кг}_{\text{пара}}) (100 \%).$

Энтропийный и эксергетический методы дают более объективную оценку тепловой экономичности циклов по сравнению с балансовым методом.

17.4. Контрольные вопросы

1. Поясните целесообразность объединения циклов ГТУ и ПТУ в единый парогазовый цикл.
2. Какой элемент схемы ПГУ с КУ определяет величину соотношения расходов рабочих тел d_r и как эта величина рассчитывается ?
3. Покажите в T,s- диаграмме для ПГУ с КУ процессы подвода и отвода теплоты от рабочих тел q_1 и q_2 .
4. Приведет ли введение регенерации в паровом контуре к увеличению КПД ПГУ с КУ ?
5. Какой основной недостаток у схемы ПГУ с КУ ?
6. Какой элемент схемы ПГУ с НПГ определяет величину соотношения расходов рабочих тел d_r и как эта величина рассчитывается ?
7. Покажите в T,s- диаграмме для ПГУ с НПГ процессы подвода и отвода теплоты от рабочих тел q_1 и q_2 .
8. Какие преимущества и недостатки у ПГУ с НПГ по сравнению с ПГУ с котлом-утилизатором ?

9. Какие элементы схемы ПГУ с ВПГ определяют величину соотношения расходов рабочих тел d_r и как эта величина рассчитывается ?
10. Покажите в T,s - диаграмме для ПГУ с ВПГ процессы подвода и отвода теплоты от рабочих тел q_1 и q_2 .
11. Какие преимущества и недостатки у ПГУ с ВПГ по сравнению с ПГУ с НПГ ?
12. Покажите в T,s - диаграмме для полузависимой ПГУ процессы подвода и отвода теплоты от рабочих тел q_1 и q_2 .
13. Может ли быть КПД полузависимой ПГУ меньше, чем КПД паротурбинной установки, входящей в ее состав ?
14. В каких режимах работы наиболее целесообразно использовать полузависимую схему ПГУ ?

18. ЦИКЛЫ ХОЛОДИЛЬНЫХ УСТАНОВОК И ТЕПЛОВЫХ НАСОСОВ

В холодильных установках и тепловых насосах полезным продуктом является теплота низкого или высокого температурного уровня. В таких установках теплота передается от тела с меньшей температурой к телу с большей температурой. В соответствии со вторым законом термодинамики это возможно только при дополнительном компенсационном процессе, например за счет совершения работы [2, 3].

18.1. Цикл воздушной холодильной установки (ВХУ)

В качестве рабочего тела в холодильных установках можно использовать обычный воздух. При адиабатном расширении воздуха от температуры внешней среды T_{oc} практически можно снизить температуру воздуха до $-60\text{ }^{\circ}\text{C}$. Этот принцип получения рабочего тела с низкой температурой применяется в воздушной холодильной установке (ВХУ). Схема ВХУ и ее цикл в T,s - диаграмме представлены на рис. 18.1 и 18.2.

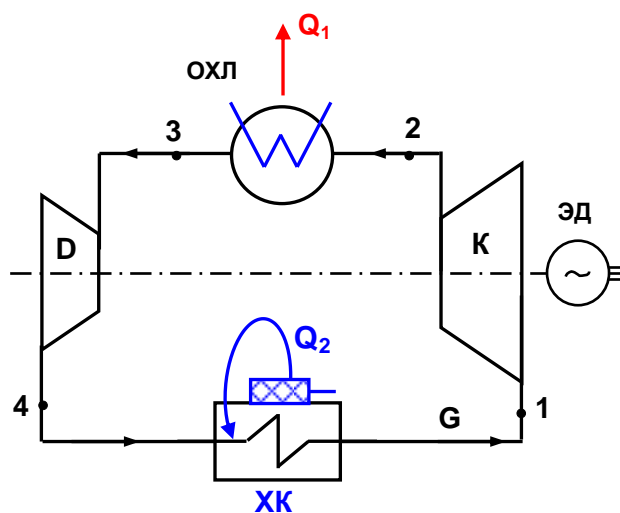


Рис. 18.1. Схема воздушной холодильной установки:
К – компрессор; ОХЛ – охладитель; D – детандер;
ХК – холодильная камера; ЭД – электродвигатель;
G – расход воздуха

Воздух с температурой $T_{хт}$, необходимой для охлаждаемого тела (например, эскимо на камере охлаждения рис. 18.1), поступает в компрессор и адиабатно сжимается до температуры T_2 , большей температуры окружающей среды (процесс 1-2).

Из компрессора воздух поступает в охладитель, где он изобарно охлаждается до температуры окружающей среды T_{oc} (процесс 2-3), передавая теплоту q_1 во внешнюю среду. Из охладителя воздух поступа-

ет в воздушную турбину – детандер. В детандере воздух расширяется до первоначального давления p_1 (процесс 3-4), в результате чего его температура становится ниже температуры холодного тела ($T_4 < T_{хт}$) и создаются условия для отвода теплоты от охлаждаемого тела.

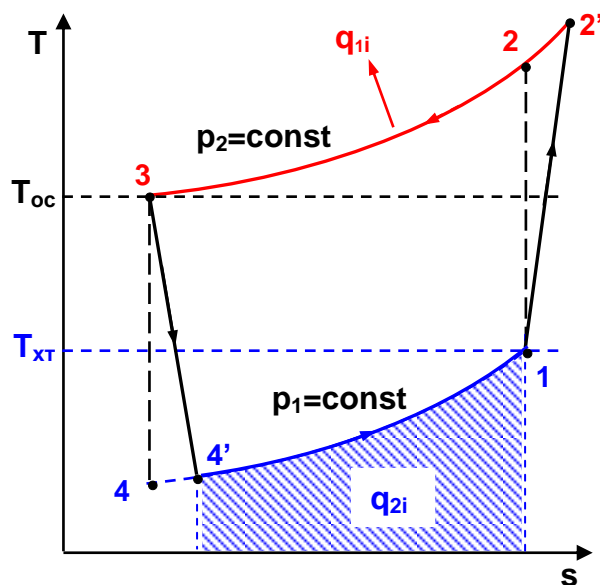


Рис. 18.2. Реальный цикл ВХУ в T,s- диаграмме

Детандер, реализуя процесс адиабатного расширения воздуха, частично компенсирует затраты работы на привод компрессора. Из детандера воздух поступает в холодильную камеру, где он изобарно нагревается (процесс 4-1) за счет отвода теплоты от охлаждаемого тела.

Методика расчета ВХУ

Одной из характеристик ВХУ является степень повышения давления воздуха в компрессоре $v = \frac{p_2}{p_1}$. Используя эту характеристику, определяются температуры в характерных точках обратимого цикла ВХУ в соответствии с уравнением

$$\left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} = v^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} = \frac{T_2}{T_1} = \frac{T_3}{T_4}. \quad (18.1)$$

Необратимость в реальном цикле ВХУ характеризуется адиабатным коэффициентом компрессора

$$\eta_{\kappa} = \frac{\ell_{\kappa}}{\ell_{\kappa i}} = \frac{c_p(T_2 - T_1)}{c_p(T_{2i} - T_1)} = \frac{T_2 - T_1}{T_{2i} - T_1} \quad (18.2)$$

и внутренним относительным КПД детандера

$$\eta_{\text{д}} = \frac{\ell_{\text{дi}}}{\ell_{\text{д}}} = \frac{c_p(T_3 - T_{4i})}{c_p(T_3 - T_4)} = \frac{T_3 - T_{4i}}{T_3 - T_4}. \quad (18.3)$$

Удельная работа компрессора ВХУ

$$\ell_{\text{кi}} = \frac{\ell_{\text{к}}}{\eta_{\text{к}}} = c_p(T_{2i} - T_1). \quad (18.4)$$

Удельная теплота, отводимая от рабочего тела в охладителе, рассчитывается как

$$q_{1i} = c_p(T_{2i} - T_3). \quad (18.5)$$

Удельная работа детандера определяется выражением

$$\ell_{\text{дi}} = \eta_{\text{д}} \ell_{\text{д}} = c_p(T_3 - T_{4i}). \quad (18.6)$$

Удельная теплота, подводимая к рабочему телу от охлаждаемого тела в холодильной камере,

$$q_{2i} = c_p(T_1 - T_{4i}). \quad (18.7)$$

Удельная работа, затраченная на реализацию обратимого цикла ВХУ,

$$\ell_i = \ell_{\text{кi}} - \ell_{\text{дi}} = q_{1i} - q_{2i}. \quad (18.8)$$

Холодильный коэффициент, характеризующий тепловую экономичность необратимого цикла ВХУ, соответствует выражению

$$\varepsilon_i = \frac{q_{2i}}{\ell_i} = \frac{q_{2i}}{q_{1i} - q_{2i}} = \frac{c_p(T_1 - T_{4i})}{c_p(T_{2i} - T_3) - c_p(T_1 - T_{4i})}. \quad (18.9)$$

Кроме холодильного коэффициента эффективность ВХУ определяет ее холодопроизводительность:

$$Q_{2i} = G \cdot q_{2i} = G \cdot c_p(T_1 - T_{4i}). \quad (18.10)$$

18.2. Цикл парокомпрессорной холодильной установки

Возможность приблизить экономичность холодильной установки к экономичности цикла Карно в интервале температур холодного тела и окружающей среды появилась с получением рабочих тел, имеющих низкие температуры фазового перехода из жидкости в пар. К таким веществам относятся фреоны. Для таких веществ можно осуществить холодильный цикл в области влажного насыщенного пара (рис. 18.3).

Однако реализация цикла 1-2-3-а, соответствующего циклу Карно,

невозможна по причине технического ограничения адиабатного процесса расширения рабочего тела при его фазовом переходе из жидкости в пар. Поэтому адиабатный процесс расширения рабочего тела (3-а) в парокomppressorных холодильных установках (ПКХУ) заменили процессом дросселирования (3-4) и вместо детандера установили редуктор (дроссельный клапан) (рис. 18.4). Установка получается простой, надежной и достаточно экономичной.

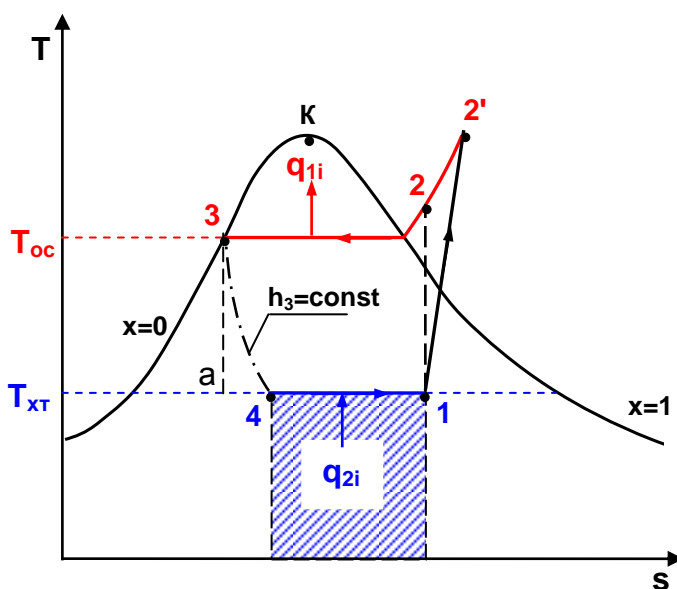


Рис. 18.3. Необратимый цикл парокomppressorной холодильной установки на фреоне в T,s - диаграмме

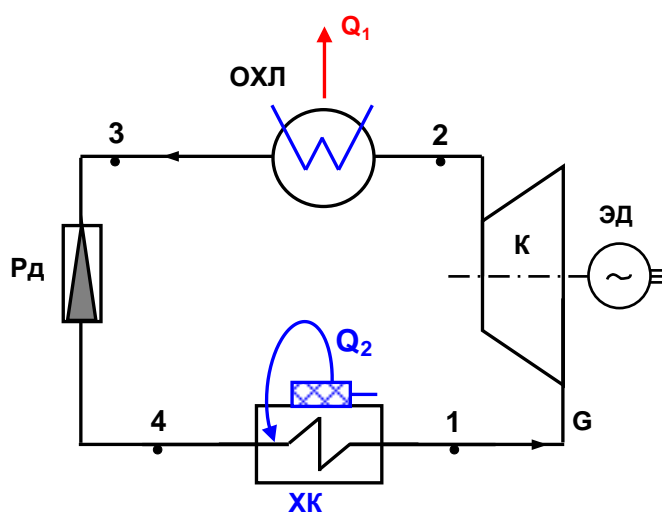


Рис. 18.4. Схема парокomppressorной холодильной установки: К – компрессор; ОХЛ – охладитель; Рд – редуктор; ХК – холодильная камера; ЭД – электродвигатель; G – расход фреона

Методика расчета цикла ПКХУ

Удельная работа компрессора ПКХУ

$$l_{ki} = h_{2i} - h_1 = \frac{l_k}{\eta_k}, \quad (18.11)$$

где $\eta_k = \frac{h_2 - h_1}{h_{2i} - h_1}$ – адиабатный коэффициент компрессора.

Удельная теплота, отводимая от рабочего тела в охладителе,

$$q_{1i} = h_{2i} - h_3. \quad (18.12)$$

Удельная теплота, подводимая к рабочему телу от охлаждаемого тела в холодильной камере, рассчитывается исходя из процесса 4-1 в холодильной камере:

$$q_{2i} = h_1 - h_4. \quad (18.13)$$

Удельная работа, затраченная на реализацию реального цикла ПКХУ, равна работе компрессора:

$$l_i = l_{ki} = h_{2i} - h_1. \quad (18.14)$$

Холодильный коэффициент реальной ПКХУ соответствует выражению

$$\varepsilon_i = \frac{q_{2i}}{l_{ki}} = \frac{h_1 - h_4}{h_{2i} - h_1}. \quad (18.15)$$

Определение холодопроизводительности ПКХУ выполняется так же, как для любой холодильной установки $Q_{2i} = G \cdot q_{2i}$.

18.3. Парокомпрессорный цикл теплового насоса

Парокомпрессорный цикл можно использовать для получения теплоты высокого температурного потенциала. В таком цикле в качестве рабочего тела используется аммиак или обычная вода. Поскольку в таком цикле за счет совершения внешней работы теплота перебирается с низкого температурного уровня на высокий, а полезным продуктом является теплота высокого температурного потенциала, то его назвали циклом теплового насоса.

Схема простейшего теплового насоса и его цикл в T,s - диаграмме представлены на рис. 18.5 и 18.6.

В данной схеме в качестве холодного источника теплоты выступает внешняя среда (вода в реке), а теплота высокого температурного потенциала используется для целей теплоснабжения (отопление жилого помещения).

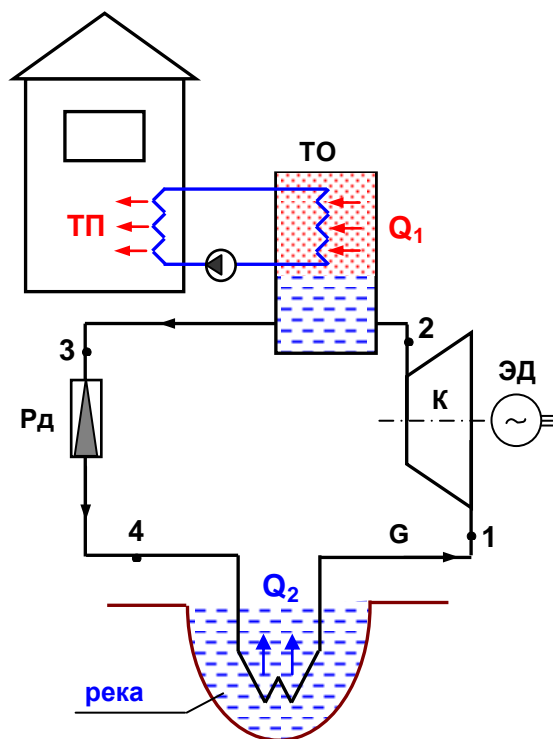


Рис. 18.5. Схема парокompрессорной установки теплового насоса: К – компрессор; ТО – теплообменник; ТП – тепловой потребитель; Рд – редуктор; ЭД – электродвигатель; G – расход рабочего тела

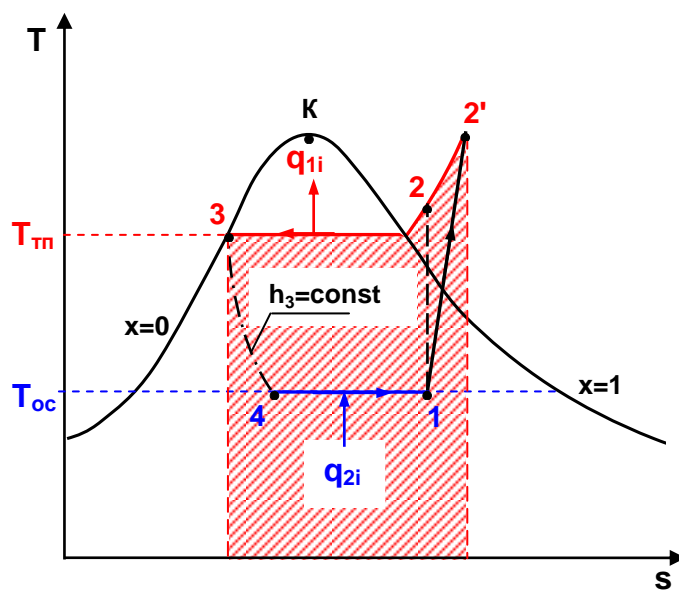


Рис. 18.6. Реальный (необратимый) цикл парокompрессорного теплового насоса в T,s - диаграмме

Методика расчета цикла парокomppressorного теплового насоса

Удельная работа компрессора

$$\ell_{ki} = h_{2i} - h_1 = \frac{\ell_K}{\eta_K}, \quad (18.16)$$

где $\eta_K = \frac{h_2 - h_1}{h_{2i} - h_1}$ – адиабатный коэффициент компрессора.

Удельная теплота, отводимая от рабочего тела в теплообменнике (полезный продукт цикла),

$$q_{1i} = h_{2i} - h_3. \quad (18.17)$$

Удельная теплота, подводимая к рабочему телу со стороны внешней среды (из реки), рассчитывается исходя из процесса 1-4:

$$q_{2i} = h_1 - h_4. \quad (18.18)$$

Удельная работа, затраченная на реализацию реального цикла теплового насоса, равна работе компрессора:

$$\ell_i = \ell_{ki} = h_{2i} - h_1. \quad (18.19)$$

Эффективность цикла теплового насоса характеризуется отопительным коэффициентом

$$\varphi_i = \frac{q_{1i}}{\ell_{ki}} = \frac{h_{2i} - h_3}{h_{2i} - h_1}. \quad (18.20)$$

Этот коэффициент всегда больше единицы, т.е. полезной теплоты всегда получается больше, чем затрачено работы на реализацию цикла.

Кроме отопительного коэффициента эффективность цикла теплового насоса характеризуется его тепловой мощностью:

$$Q_{1i} = G \cdot q_{1i} = G \cdot (h_{2i} - h_3). \quad (18.21)$$

18.4. Задачи

Пример решения задачи:

18.1 Для цикла воздушной холодильной установки (рис.18.1 и 18.2) задано: холодопроизводительность $Q_{2i}=10$ кВт, температура рабочего тела на выходе из холодильной камеры $t_{хТ}=-10$ °С, а на выходе из охладителя $t_{oc}=20$ °С, степень повышения давления воздуха в компрессоре $\nu=4$, адиабатный коэффициент компрессора $\eta_K=0,82$, а внутренний относительный КПД детандера $\eta_D=0,84$.

Свойства рабочего тела ВХУ принять соответствующими двухатомному идеальному воздуху с $c_p = \text{const}$.

Определить расход рабочего тела в ВХУ, мощность двигателя, обеспечивающего ее работу, и холодильный коэффициент установки.

Решение

Сначала определяются температуры воздуха на выходе из компрессора и детандера для идеального цикла ВХУ:

$$T_2 = T_1 \cdot v^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} = 263 \cdot 4^{\frac{1,4-1}{1,4}} = 390,8 \text{ К},$$

$$T_4 = \frac{T_3}{v^{\frac{\kappa-1}{\kappa}}} = \frac{293}{4^{\frac{1,4-1}{1,4}}} = 197,2 \text{ К}.$$

Далее рассчитываются те же температуры воздуха для реального цикла ВХУ:

$$T_{2i} = T_1 + \frac{T_2 - T_1}{\eta_{\kappa}} = 263 + \frac{390,8 - 263}{0,82} = 418,9 \text{ К},$$

$$T_{4i} = T_3 - \eta_{\text{д}} \cdot (T_3 - T_4) = 293 - 0,84 \cdot (293 - 197,2) = 212,5 \text{ К}.$$

Определив изобарную теплоемкость идеального воздуха

$$c_p = \frac{R}{2}(i+2) = \frac{8314}{28,96 \cdot 2}(5+2) = 1005 \frac{\text{Дж}}{\text{кг} \cdot \text{К}} \cong 1 \frac{\text{кДж}}{\text{кг} \cdot \text{К}},$$

рассчитываем удельные технические работы компрессора, детандера и всего цикла:

$$\ell_{\text{кi}} = \frac{\ell_{\text{к}}}{\eta_{\kappa}} = c_p(T_{2i} - T_1) = 1 \cdot (418,9 - 263) = 155,9 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}},$$

$$\ell_{\text{ди}} = \eta_{\text{д}} \ell_{\text{д}} = c_p(T_3 - T_{4i}) = 1 \cdot (293 - 212,5) = 80,5 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}},$$

$$\ell_i = \ell_{\text{кi}} - \ell_{\text{ди}} = 155,9 - 80,5 = 75,4 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}},$$

удельную теплоту, подводимую к рабочему телу в холодильной камере:

$$q_{2i} = c_p(T_1 - T_{4i}) = 1 \cdot (263 - 212,5) = 50,5 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}.$$

Далее определяются:

расход рабочего тела в ВХУ:

$$G = \frac{Q_{2i}}{q_{2i}} = \frac{10}{50,5} = 0,198 \frac{\text{кг}}{\text{с}},$$

мощность двигателя, необходимая на привод установки:

$$W_i = G \cdot \ell_i = 0,198 \cdot 75,4 = 14,93 \text{ кВт},$$

холодильный коэффициент:

$$\varepsilon_i = \frac{q_{2i}}{\ell_i} = \frac{50,5}{75,4} = 0,670.$$

18.2 Для цикла воздушной холодильной установки (рис.18.1 и 18.2) задано: температура рабочего тела на выходе из холодильной камеры $t_{хт} = -20 \text{ }^\circ\text{C}$, а на выходе из охладителя $t_{oc} = 20 \text{ }^\circ\text{C}$, степень повышения давления воздуха в компрессоре $\nu = 5$, адиабатный коэффициент компрессора $\eta_k = 0,8$, а внутренний относительный КПД детандера $\eta_d = 0,82$.

Свойства рабочего тела ВХУ принять соответствующими двухатомному идеальному воздуху с $c_p = \text{const}$.

Определить:

- 1) холодильный коэффициент идеальной ВХУ, работающей по циклу Карно в интервале тех же температур: $t_{хт} = -20 \text{ }^\circ\text{C}$ и $t_{oc} = 20 \text{ }^\circ\text{C}$;
- 2) холодильный коэффициент идеального цикла ВХУ;
- 3) холодильный коэффициент реального цикла ВХУ;
- 4) расход рабочего тела в данной ВХУ, если мощность двигателя на ее привод $W_i = 10 \text{ кВт}$;
- 5) холодопроизводительность данной ВХУ.

Ответ: $\varepsilon_t^k = 6,33$, $\varepsilon_t = 1,71$, $\varepsilon_i = 0,506$, $G = 0,104 \text{ кг/с}$, $Q_{2i} = 5,06 \text{ кВт}$.

18.3 Для цикла воздушной холодильной установки (рис.18.1 и 18.2) задано: температура рабочего тела на выходе из холодильной камеры поддерживается постоянной $t_{хт} = -7 \text{ }^\circ\text{C}$, а на выходе из охладителя изменилась от $t_{oc1} = 20 \text{ }^\circ\text{C}$ до $t_{oc2} = 25 \text{ }^\circ\text{C}$, степень повышения давления воздуха в компрессоре $\nu = 5$, адиабатный коэффициент компрессора $\eta_k = 0,8$, а внутренний относительный КПД детандера $\eta_d = 0,82$.

Свойства рабочего тела ВХУ принять соответствующими двухатомному идеальному воздуху с $c_p = \text{const}$.

Определить:

- 1) холодильные коэффициенты данной ВХУ при заданных двух условиях ее работы ($t_{oc1} = 20 \text{ }^\circ\text{C}$ и $t_{oc2} = 25 \text{ }^\circ\text{C}$);
- 2) расход рабочего тела в данной ВХУ в этих режимах ее работы, если ее холодопроизводительность должна оставаться постоянной: $Q_{2i} = 1 \text{ кВт}$;

3) мощности двигателя на ее привод W_i в этих режимах ее работы. Сделать вывод о более экономичном режиме ВХУ.

Ответ:

- 1) $\varepsilon_{1i}=0,584$, $\varepsilon_{2i}=0,558$;
- 2) $G_1=0,0162$ кг/с, $G_2=0,0172$ кг/с ;
- 3) $W_{1i}=1,71$ кВт, $W_{2i}=1,79$ кВт .

Холодильный коэффициент уменьшился на 4,45 % (относительных), расход рабочего тела увеличился на 5,81 %, мощность на привод установки увеличилась на 4,47 % в режиме работы при $t_{oc2}=25$ °С по сравнению с режимом при $t_{oc1}=20$ °С.

18.4. Парокомпрессорная холодильная установка работает на фреоне - 22 по идеальному циклу 1-2-3-4-1 (рис. 18.7). Холодопроизводительность установки $Q_2=50$ кВт. Температура конденсации паров фреона в охладителе $t_3=t_{oc}=20$ °С, температура в холодильной камере $t_{хт}=-20$ °С, степень сухости фреона на выходе из компрессора $x_2=1$.

Определить холодильный коэффициент, расход фреона и мощность двигателя, затраченную на привод компрессора.

Свойства рабочего тела даны в табл. П 4.2.

Ответ: $\varepsilon_t=5,35$, $G=0,318$ кг/с, $W_k=9,34$ кВт.

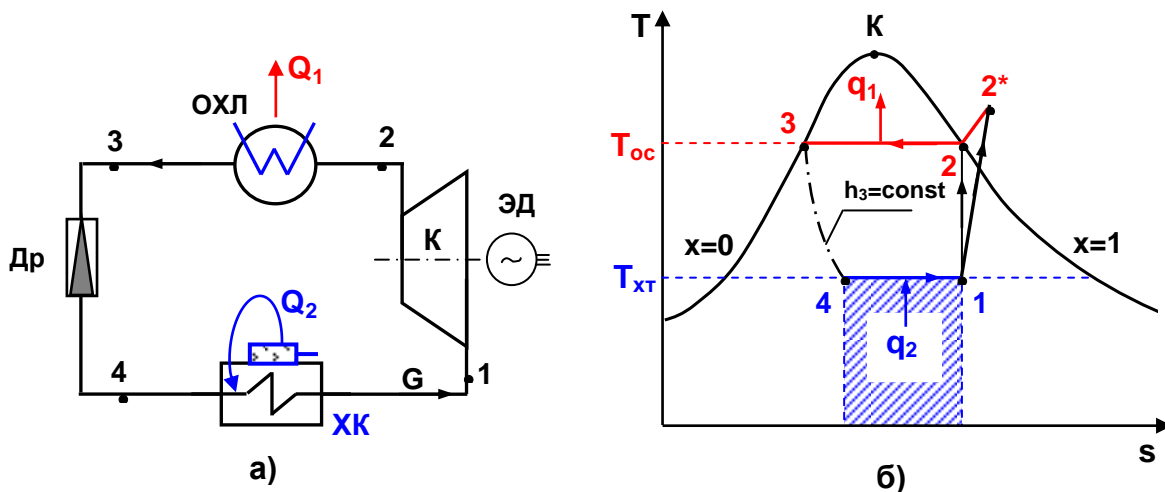


Рис. 18.7. Парокомпрессорная холодильная установка:
а – схема , б – цикл в Т,s- диаграмме

18.5. Парокомпрессорная холодильная установка работает на фреоне - 22 по реальному циклу 1-2'-3-4-1 (рис. 18.7). Холодопроизводительность установки $Q_{2i}=50$ кВт. Температура конденсации паров фреона в охладителе $t_3=t_{oc}=20$ °С, температура в холодильной камере $t_{хт}=-20$ °С, степень сухости фреона в конце обратимого адиабатного процесса в компрессоре $x_2=1$.

Свойства рабочего тела даны в табл. П 4.2.

Определить:

- 1) холодильный коэффициент ПКХУ;
- 2) расход фреона и мощность двигателя, затраченную на привод компрессора, если необратимый процесс в компрессоре характеризуется адиабатным коэффициентом $\eta_k=0,85$.

Ответ: $\varepsilon_i=4,55$, $G=0,318$ кг/с, $W_{ki}=11,0$ кВт.

18.6. Парокомпрессорная холодильная установка (рис.18.7) использует в качестве рабочего тела фреон-12. Температура рабочего тела на выходе из холодильной камеры $t_{хт}=-20$ °С, а на выходе из охладителя $t_{oc}=20$ °С, степень сухости фреона на выходе из компрессора в обратимом адиабатном процессе сжатия $x_2=1$, адиабатный коэффициент компрессора $\eta_k=0,83$. Холодопроизводительность ПКХУ $Q_{2i}=1$ кВт. Свойства рабочего тела даны в табл. П 4.1.

Определить:

- 1) холодильный коэффициент идеального цикла ПКХУ;
- 2) холодильный коэффициент реального цикла ПКХУ;
- 3) расход рабочего тела для реального цикла ПКХУ;
- 4) мощность двигателя на привод компрессора.

Ответ: $\varepsilon_i=5,46$, $\varepsilon_i=4,5$, $G=0,00816$ кг/с, $W_{ki}=0,229$ кВт.

18.7. Парокомпрессорная холодильная установка (рис. 18.7) использует в качестве рабочего тела аммиак. Температура рабочего тела на выходе из холодильной камеры $t_{хт}=-23$ °С, степень сухости аммиака на входе в компрессор $x_1=0,92$, степень повышения давления в компрессоре $v=6,42$, адиабатный коэффициент компрессора $\eta_k=0,83$. Холодопроизводительность ПКХУ $Q_{2i}=1$ кВт. Свойства рабочего тела даны в табл. П 4.4.

Определить:

- 1) холодильный коэффициент идеального цикла ПКХУ;
- 2) холодильный коэффициент реального цикла ПКХУ;
- 3) расход рабочего тела для реального цикла ПКХУ;
- 4) мощность двигателя на привод компрессора.

Ответ: $\varepsilon_i=4,51$, $\varepsilon_i=3,75$, $G=0,001$ кг/с, $W_{ki}=0,266$ кВт.

18.8. Парокомпрессорная холодильная установка (рис. 18.7) использует в качестве рабочего тела двуокись углерода CO_2 . Температура рабочего тела на выходе из холодильной камеры $t_{хт}=-23$ °С, температура CO_2 на выходе из компрессора в обратимом процессе адиабатного сжатия $t_2=27$ °С, степень повышения давления в компрессоре $v=p_2/p_1=3,36$, адиабатный коэффициент компрессора $\eta_k=0,83$. Холодопроизводительность ПКХУ $Q_{2i}=1$ кВт.

Свойства рабочего тела даны в табл. П 4.3.

Определить:

- 1) холодильный коэффициент идеального цикла ПКХУ;
- 2) холодильный коэффициент реального цикла ПКХУ;
- 3) расход рабочего тела для реального цикла ПКХУ;
- 4) мощность двигателя на привод компрессора.

Ответ: $\varepsilon_i=3,15$, $\varepsilon_r=2,62$, $G=0,00822$ кг/с, $W_{кi}=0,382$ кВт.

18.9. Парокомпрессорная холодильная установка с сепаратором работает на фреоне - 22 (рис. 18.8). Холодопроизводительность установки $Q_2=50$ кВт. Температура конденсации фреона в охладителе $t_3=t_{oc}=20$ °С, температура в холодильной камере $t_{хт}=-20$ °С, степень сухости фреона на входе в компрессор $x_1=0,933$, а на выходе из холодильной камеры $x_6=0,85$. Адиабатный коэффициент компрессора $\eta_k=0,85$.

Свойства рабочего тела даны в табл. П 4.2.

Определить:

- 1) холодильный коэффициент реального цикла ПКХУ;
- 2) расход фреона для реального цикла ПКХУ;
- 3) мощность двигателя на привод компрессора.

Ответ: $\varepsilon_i=5,4$, $G=0,268$ кг/с, $W_{кi}=9,26$ кВт.

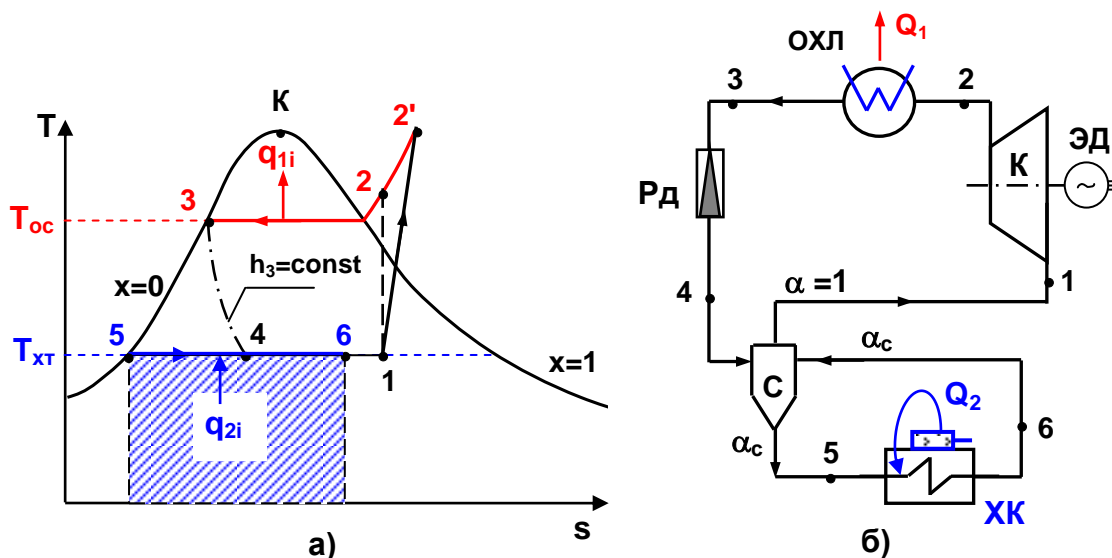


Рис. 18.8. Парокомпрессорная холодильная установка с сепаратором: а – цикл в T,s- диаграмме; б – схема

18.10. Парокомпрессорная холодильная установка с сепаратором (рис.18.8) использует в качестве рабочего тела фреон-12. Температура рабочего тела на выходе из холодильной камеры $t_{хт}=-20$ °С, а на выходе из охладителя $t_{oc}=20$ °С, степень сухости фреона на выходе из сепаратора $x_1=0,96$, адиабатный коэффициент компрессора $\eta_k=0,87$. Степень сухости фреона на выходе из холодильной камеры $x_6=0,85$. Расход рабочего тела в ПКХУ $G=0,005$ кг/с.

Свойства рабочего тела даны в табл. П 4.1.

Определить:

- 1) холодильный коэффициент реального цикла ПКХУ;
- 2) мощность двигателя на привод компрессора;
- 3) холодопроизводительность установки.

Ответ: $\varepsilon_i=4,75$, $W_{ki}=0,127$ кВт, $Q_{2i}=0,604$ кВт.

18.11. Парокомпрессорная холодильная установка с регенерацией работает на фреоне - 22 (рис.18.9). Холодопроизводительность установки $Q_2=50$ кВт. Температура конденсации пара в охладителе $t_3=t_{oc}=20$ °С, температура в холодильной камере - $t_{хт}=-20$ °С, степень сухости фреона на выходе из холодильной камеры $x_1=0,933$. Охлаждение жидкого фреона в регенераторе $t_3-t_{3^*}=10$ °С. Адиабатный коэффициент компрессора $\eta_k=0,85$.

Свойства рабочего тела даны в табл. П 4.2.

Определить:

- 1) холодильный коэффициент реального цикла ПКХУ;
- 2) расход фреона для реального цикла ПКХУ;
- 3) мощность двигателя на привод компрессора.

Ответ: $\varepsilon_i=4,69$, $G=0,295$ кг/с, $W_{ki}=10,7$ кВт.

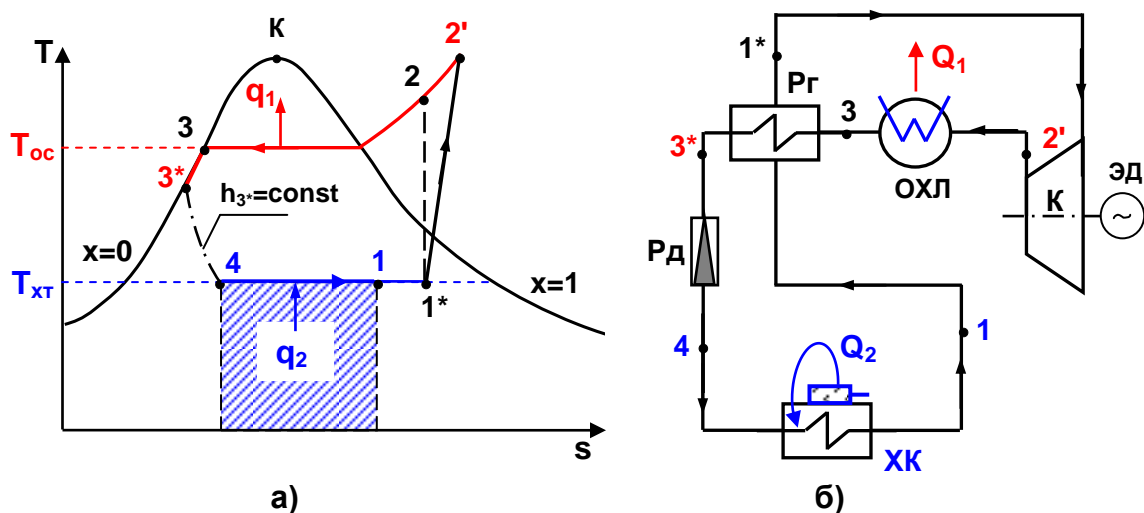


Рис. 18.9. Парокомпрессорная холодильная установка с регенерацией: а – цикл в T,s - диаграмме; б – схема

18.12. Тепловой насос работает по парокомпрессорному циклу с дроссельным вентилем (рис.18.10). Рабочее тело – вода.

Тепловой насос обеспечивает потребителя теплотой в количестве $Q_{ТП}=10$ кВт при $t_{ТП}=100$ °С и температуре окружающей среды $t_{oc}=20$ °С. Водяной пар на выходе из испарителя (на входе в компрессор) имеет степень сухости $x_1=0,9$. Адиабатный коэффициент компрессора $\eta_k=0,87$.

Нарисовать схему установки и ее цикл в T,s - диаграмме.

Определить:

- 1) отопительный коэффициент цикла φ_i ;
 - 2) расход рабочего тела G ;
 - 3) мощность, затраченную на привод компрессора $W_{ки}$.
- Ответ: $\varphi_i = 3,806$, $G = 0,00394$ кг/с, $W_{ки} = 2,63$ кВт.

18.13. Тепловой насос работает по парокompректорному циклу с дроссельным вентилем (рис.18.10). Рабочее тело – аммиак. Тепловой насос обеспечивает потребителя теплотой при $t_{тп} = 87$ °С и температуре окружающей среды $t_{oc} = 7$ °С. Аммиачный пар на выходе из испарителя (на входе в компрессор) имеет степень сухости $x_1 = 0,9$. Мощность компрессора $W_{ки} = 1$ кВт, а его адиабатный коэффициент $\eta_k = 0,87$. Свойства рабочего тела даны в табл. П 4.4. Нарисовать схему установки и ее цикл в T, s - диаграмме.

Определить:

- 1) отопительный коэффициент цикла φ_i ;
- 2) расход рабочего тела G ;
- 3) мощность теплового потребителя $Q_{тп}$.

Ответ: $\varphi_i = 3,13$, $G = 0,003$ кг/с, $Q_{тп} = 3,13$ МВт.

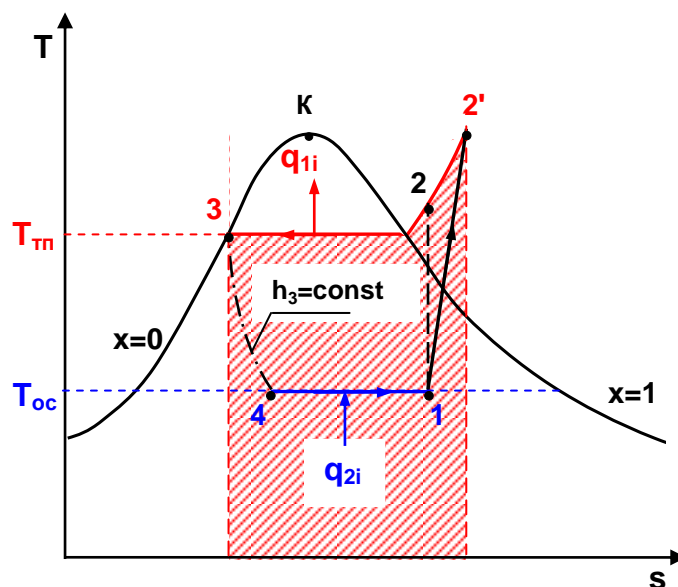


Рис. 18.10. Цикл парокompректорного теплового насоса в T, s - диаграмме

18.14. Тепловой насос работает по парокompректорному циклу с дроссельным вентилем (рис.18.10). Рабочее тело – аммиак. Тепловой насос обеспечивает технологического потребителя теплотой $Q_{тп} = 10$ МВт при температуре окружающей среды $t_{oc} = 17$ °С. Аммиачный пар на выходе из испарителя (на входе в компрессор) имеет степень сухости $x_1 = 0,9$. Степень повышения давления в компрессоре $\nu = p_2/p_1 = 6,45$, адиабатный коэффициент компрессора $\eta_k = 0,87$. Свойства рабочего тела даны в табл. П 4.4.

Нарисовать схему установки и ее цикл в T,s - диаграмме.

Определить:

- 1) температуру теплового потребителя $t_{тп}$;
- 2) отопительный коэффициент цикла φ_i ;
- 3) расход рабочего тела G ;
- 4) мощность, затраченную на привод компрессора $W_{кi}$.

Ответ: $t_{тп}=88,8$ °С, $\varphi_i=2,31$, $G=9$ кг/с, $W_{кi}=4,32$ МВт.

18.5. Контрольные вопросы

1. Какие условия необходимы для передачи теплоты от тела с меньшей температурой к телу с большей температурой ?
2. Перечислите основные элементы схемы воздушной холодильной установки и поясните назначение этих элементов.
3. От каких параметров зависит холодильный коэффициент идеального цикла воздушной холодильной установки ?
4. Какие величины определяют экономичность идеального цикла воздушной холодильной установки ?
5. От каких величин зависит холодильный коэффициент реального цикла воздушной холодильной установки ?
6. Покажите, на основании каких величин выбирается оптимальное значение степени повышения давления воздуха в компрессоре для реального цикла воздушной холодильной установки.
7. Изобразите в T,s - диаграмме идеальный цикл парокompрессорной холодильной установки и поясните, почему его нельзя полностью реализовать в виде цикла Карно.
8. Нарисуйте схему и цикл в T,s - диаграмме реальной парокompрессорной холодильной установки, поясните назначение ее элементов.
9. Напишите расчетное выражение холодильного коэффициента реальной парокompрессорной холодильной установки и поясните определение всех величин, входящих в это выражение.
10. Нарисуйте схему и цикл в T,s - диаграмме теплового насоса, работающего по реальному парокompрессорному циклу, поясните назначение его элементов.
11. Напишите расчетное выражение отопительного коэффициента реального парокompрессорного цикла теплового насоса, работающего на воде, и поясните определение всех величин, входящих в это выражение.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Материал учебного пособия позволяет студентам теплотехнических специальностей вузов приобрести практические навыки в решении типовых и творческих задач по основным разделам курса «техническая термодинамика».

Теоретический материал в начале каждого раздела пособия позволяет ознакомиться с основными термодинамическими понятиями и закономерностями, их физической сущностью, методами расчета основных процессов и тепловой экономичности теплоэнергетических установок.

Примеры решения типовых задач поясняют методику расчета тематических задач, а ответы к задачам и контрольные вопросы в конце разделов позволяют пользователю пособия провести самопроверку усвоенных им знаний.

Представлены задачи на определение термодинамических свойств идеальных газов и реальных веществ, расчет обратимых и необратимых процессов в закрытых и открытых термодинамических системах. Даны теоретические положения и задачи с примерами их решения по оценке необратимости реальных процессов на основании энтропийного и эксергетического методов.

Рассмотрены циклы современных теплоэнергетических установок: паротурбинных на органическом и ядерном топливе, газотурбинных, двигателей внутреннего сгорания, реактивных газовых двигателей, парогазовых установок, холодильных установок и тепловых насосов. Для каждого цикла приведены задачи для проведения термодинамического анализа их экономичности традиционным балансовым и эксергетическим методами. Приведены творческие задачи по сравнению термодинамической экономичности различных вариантов схем теплоэнергетических установок.

По данному пособию автором создан компьютерный учебник-задачник. Этот учебник имеет теоретическую часть с наглядным графическим сопровождением изучаемого материала (есть элементы анимации графики) и включает вопросы и задачи к каждому его разделу. Эти задания имеют ответы и графическое сопровождение. В учебнике более 360 задач. В настоящее время учебник доступен пользователям в компьютерном классе кафедры ТОТ ИГЭУ.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. **Чухин, Иван Михайлович.** Сборник задач по технической термодинамике : учеб. пособие / И.М.Чухин; Федеральное агентство по образованию, ГОУВПО «Ивановский государственный энергетический уни-верситет им. В.И.Ленина». – Иваново, 2011. – 248 с.
2. **Чухин, Иван Михайлович.** Техническая термодинамика. Часть 1: учеб. пособие / И.М.Чухин; Федеральное агентство по образованию, ГОУВПО «Ивановский государственный энергетический университет им. В.И.Ленина». – Иваново, 2006. – 224 с.
3. **Чухин, Иван Михайлович.** Техническая термодинамика. Часть 2: учеб. пособие / И.М.Чухин; Федеральное агентство по образованию, ГОУВПО «Ивановский государственный энергетический университет им. В.И.Ленина». – Иваново, 2008. – 228 с.
4. **Коновалов, Владимир Иванович.** Техническая термодинамика: учебник / В.И.Коновалов; Федеральное агентство по образованию, ГОУВПО «Ивановский государственный энергетический университет им. В.И.Ленина». – 2-е изд. – Иваново, 2005. – 620 с.
5. **Кириллин, Владимир Алексеевич.** Техническая термодинамика: учебник для вузов / В.А.Кириллин, В.В.Сычев, А.Е.Шейндлин. – М. : Энергоатомиздат, 1983. – 416 с.
6. **Бродянский, Виктор Михайлович.** Эксергетический метод термодинамического анализа / В.М.Бродянский. – М. : Энергия, 1973. – 296 с.
7. **Бродянский, Виктор Михайлович.** Эксергетический метод и его приложения / В.М.Бродянский, В.Фратшер, К.Михалек. – М. : Энергоатомиздат, 1988. – 288 с.
8. **Маргулова, Тереза Христафоровна.** Атомные электрические станции: учебник для вузов / Т.Х.Маргулова. – М. : Высш. шк., 1984. – 304 с.
9. **Цанев, Стефан Васильевич.** Газотурбинные и парогазовые установки тепловых электростанций: учеб. пособие для вузов / С.В.Цанев, В.Д.Буров, А.Н.Ремезов. – М. : Изд - во МЭИ, 2002. – 584 с.
10. **Коновалов, Владимир Иванович.** Техническая термодинамика: учеб. пособие для вузов / В.И.Коновалов, М.И.Частухина, С.И.Девочкина; Иван. энерг. ин-т им. В.И.Ленина. – Иваново, 1991. – 96 с.
11. **Чухин, Иван Михайлович.** Пакет практических задач к первому и второму модулю курса "Техническая термодинамика": метод. указания для самостоятельной работы студентов в рамках систе-

мы РИТМ / И.М.Чухин, Е.Е.Мезина; Иван. энерг. ин-т им. В.И.Ленина. Каф. ТОТ. – Иваново, 1998. – 40 с.

12. **Чухин, Иван Михайлович.** Пакет практических задач к третьему и четвертому модулям курса "Техническая термодинамика": метод. указания для самостоятельной работы студентов в рамках системы РИТМ / И.М.Чухин, Е.Е.Мезина; Иван. энерг. ин-т им. В.И.Ленина. Каф. ТОТ. – Иваново, 1994. – 40 с.

13. **Ривкин, Соломон Лазаревич.** Термодинамические свойства газов / С.Л.Ривкин. – М.: Энергия, 1973. – 288 с.

14. **Александров, Алексей Александрович.** Таблицы теплофизических свойств воды и водяного пара: справочник / А.А.Александров, Б.А.Григорьев. – М.: Издательство МЭИ, 2003. 168 с.

15. **Варгафтик, Натан Борисович.** Справочник по теплофизическим свойствам газов и жидкостей. / Н.Б. Варгафтик. – М.: Наука, 1972. – 720 с.

16. **Чухин, Иван Михайлович.** Термодинамические свойства воздуха: справ. материалы и метод. указания для определения термодинамических свойств воздуха с учетом влияния температуры на их изобарную и изохорную теплоемкость / И.М.Чухин: Иван. гос. энерг. ун-т им. В.И.Ленина. Каф. ТОТ. – Иваново, 2001. – 36 с.

ПРИЛОЖЕНИЯ

ПРИЛОЖЕНИЕ 1

СООТНОШЕНИЯ ЕДИНИЦ СИ С ВНЕСИСТЕМНЫМИ ЕДИНИЦАМИ НЕКОТОРЫХ ФИЗИЧЕСКИХ ВЕЛИЧИН:

ДАВЛЕНИЕ

$$1 \text{ Н/м}^2 \text{ (Па)} = 1 \cdot 10^{-5} \text{ бар} = 1,02 \cdot 10^{-5} \text{ кгс/см}^2 \text{ (атм. техн.)} = \\ = 0,102 \text{ мм вод.ст.} = 750 \cdot 10^{-5} \text{ мм рт.ст.}$$

$$1 \text{ бар} = 10^5 \text{ Па} = 1,02 \text{ кгс/см}^2 \text{ (атм. техн.)} = 10,2 \text{ м вод.ст.} = \\ = 750 \text{ мм рт.ст.}$$

$$1 \text{ кгс/см}^2 \text{ (ат. техн.)} = 9,81 \cdot 10^4 \text{ Па} = 0,981 \text{ бар} = 736 \text{ мм рт.ст.} = \\ = 10 \text{ м вод.ст.}$$

$$1 \text{ атм (физ.)} = 1,013 \cdot 10^5 \text{ Па} = 1,013 \text{ бар} = 1,033 \text{ кгс/см}^2 \text{ (атм. техн.)} = \\ = 10,33 \text{ м вод.ст.} = 760 \text{ мм рт.ст.}$$

$$1 \text{ мм вод.ст.} = 9,81 \text{ Па} = 9,81 \cdot 10^{-5} \text{ бар} = 10^{-4} \text{ кгс/см}^2 \text{ (атм. техн.)} = \\ = 736 \cdot 10^{-4} \text{ мм рт.ст.}$$

$$1 \text{ мм рт.ст.} = 133 \text{ Па} = 1,33 \cdot 10^{-3} \text{ бар} = 1,36 \cdot 10^{-3} \text{ кгс/см}^2 \text{ (атм. техн.)} = \\ = 13,6 \text{ мм вод.ст.}$$

(при плотностях ртути $\rho_{\text{Hg}} = 13595 \text{ кг/м}^3$ и воды $\rho_{\text{H}_2\text{O}} = 1000 \text{ кг/м}^3$)

$$1 \text{ psi (англ. фунт/дюйм}^2) = 6,9 \text{ Па}$$

$$\text{inch Hg (дюйм рт.ст.)} = 3,386 \cdot 10^3 \text{ Па}$$

ТЕМПЕРАТУРА

В Кельвинах $T = 273,15 + t$, К .

В градусах Цельсия $t = T - 273,15$, °С .

По Фаренгейту $F = 1,8t + 32$, °F .

По Реомюру $R = 0,8t$, °R .

ЭНЕРГИЯ – РАБОТА – МОЩНОСТЬ

$$1 \text{ Дж} = 1 \text{ Н} \cdot \text{м} , \quad 1 \text{ кал} = 4,187 \text{ Дж} , \quad 1 \text{ Вт} = 1 \frac{\text{Дж}}{\text{с}} .$$

$$1 \text{ кВт} \cdot \text{ч} = 3600 \text{ кДж} \approx 860 \text{ ккал} , \quad 1 \text{ л.с. (лошадиная сила)} = 735,5 \text{ Вт} .$$

ТЕРМОДИНАМИЧЕСКИЕ СВОЙСТВА ГАЗОВ

Таблица П2.1. Молярные массы газов

Название газа	Химическая формула газа	Масса киломоля μ, кг/кмоль
Водород	H ₂	2,016
Гелий	He	4,00
Неон	Ne	20,18
Воздух (сухой)	-	28,96
Аргон	Ar	39,94
Азот	N ₂	28,01
Кислород	O ₂	32,00
Оксид углерода	CO	28,01
Углекислый газ	CO ₂	44,01
Метан	CH ₄	16,04
Аммиак	NH ₃	17,03
Диоксид серы	SO ₂	64,06
Ацетилен	C ₂ H ₂	26,04
Этилен	C ₂ H ₄	28,05
Этан	C ₂ H ₆	30,07

Таблица П2.2. Средние молярные теплоемкости реальных газов, определенные от 0 °С, при атмосферном давлении в кДж/(кмоль·К) [15]

t °С	μ _{ср}	μ _{сv}	μ _{ср}	μ _{сv}	μ _{ср}	μ _{сv}	μ _{ср}	μ _{сv}
	Водород H ₂		Азот N ₂		Кислород O ₂		Воздух	
0	28,32	20,30	29,12	20,80	29,27	20,96	29,07	20,76
100	28,94	20,62	29,14	20,83	29,54	21,22	29,15	20,84
200	29,07	20,76	29,29	20,91	29,93	21,62	20,30	20,99
300	29,12	20,81	29,38	21,07	30,40	21,67	29,52	21,21
400	29,20	20,87	29,60	21,29	30,88	22,56	29,78	21,78
500	29,25	20,93	29,86	21,55	31,33	23,02	30,10	21,88
600	29,32	21,00	30,15	21,83	31,76	23,45	30,41	22,02
700	29,41	21,10	30,45	22,14	32,15	23,84	30,72	22,41
800	29,52	21,20	30,75	22,43	32,50	24,19	31,03	22,71
900	29,65	21,33	31,04	22,72	32,83	24,51	31,32	23,00
1000	29,79	21,47	31,31	23,00	33,12	24,80	31,60	23,28
1200	30,11	21,79	31,82	23,51	33,63	25,32	32,11	23,79

Окончание табл. П2.2

t °C	μ_{cp}	μ_{cv}	μ_{cp}	μ_{cv}	μ_{cp}	μ_{cv}	μ_{cp}	μ_{cv}
	Ок. углер. CO		Дв-ок. угл. CO ₂		Метан CH ₄		Водяной пар	
0	29,12	20,18	35,86	27,55	26,42	34,74	33,50	25,18
100	29,18	20,86	38,11	29,80	36,82	28,49	33,74	25,43
200	29,30	20,99	40,06	31,74	39,43	31,11	34,12	25,80
300	29,52	21,20	41,76	33,44	42,27	33,96	34,58	26,26
400	29,79	21,47	43,25	34,94	45,18	36,87	35,09	26,78
500	30,10	21,78	44,57	36,26	47,98	39,66	35,63	27,32
600	30,43	22,11	45,75	37,44	50,67	42,36	36,20	27,88
700	30,75	22,44	46,81	38,50	53,28	44,96	36,79	28,47
800	31,07	22,76	47,76	39,45	55,90	47,59	37,39	29,08
900	31,38	23,06	48,62	40,29	58,33	50,02	38,02	29,62
1000	31,67	23,35	49,39	41,08	60,50	52,19	38,62	30,30
1200	32,19	23,88	50,74	42,43	62,46	54,14	39,83	31,51

Таблица П2.3. Термодинамические свойства идеального воздуха [13]
 $\mu=28,97$ кг/кмоль

t, °C	T, K	h, кДж/кг	u, кДж/кг	π_0	θ_0	s^0 , кДж/(кг·К)
1	2	3	4	5	6	7
-20	253,15	253,18	180,52	0,7661	9482	6,5318
-10	263,15	263,20	187,68	0,8771	8609	6,5707
0	273,15	273,23	194,83	0,9992	7845	6,6080
10	283,15	283,26	201,99	1,1330	7172	6,6441
20	293,15	293,29	209,16	1,2791	6577	6,6789
30	303,15	303,33	216,32	1,4383	6048	6,7126
40	313,15	313,37	223,50	1,6113	5577	6,7452
50	323,15	323,42	230,68	1,7988	5155	6,7768
60	333,15	333,48	237,86	2,001	4776	6,8074
70	343,15	343,54	245,06	2,220	4435	6,8372
80	353,15	353,61	252,26	2,455	4126	6,8661
90	363,15	363,69	259,47	2,709	3847	6,8943
100	373,15	373,79	266,70	2,980	3592	6,9217
110	383,15	383,89	273,93	3,271	3361	6,9484
120	393,15	394,01	281,18	3,582	3149	6,9745
130	403,15	404,14	288,43	3,914	2955	6,9999
140	413,15	414,28	295,71	4,268	2777	7,0248
150	423,15	424,43	302,99	4,645	2614	7,0491
160	433,15	434,60	310,29	5,046	2463	7,0728
170	443,15	444,79	317,61	5,472	2324	7,0961
180	453,15	454,99	324,94	5,923	2195	7,1188
190	463,15	465,21	332,29	6,402	2076	7,1411
200	473,15	475,44	339,65	6,909	1965,3	7,1630
210	483,15	485,70	347,03	7,445	1862,3	7,1844
220	493,15	495,97	354,44	8,011	1766,5	7,2055

$t, ^\circ\text{C}$	T, K	$h,$ кДж/кг	$u,$ кДж/кг	π_0	θ_0	$s^\circ,$ кДж/(кг·К)
230	503,15	506,26	361,86	8,609	1677,1	7,2261
240	513,15	516,57	369,30	9,240	1593,7	7,2464
250	523,15	526,90	376,75	9,905	1515,7	7,2664
260	533,15	537,24	384,23	10,605	1442,8	7,2860
270	543,15	547,61	391,73	11,341	1374,4	7,3052
280	553,15	558,01	399,25	12,115	1310,2	7,3242
290	563,15	568,42	406,80	12,929	1249,9	7,3428
300	573,15	578,85	414,36	13,784	1193,3	7,3612
310	583,15	589,31	421,95	14,680	1139,9	7,3793
320	593,15	599,79	429,56	15,621	1089,7	7,3971
330	603,15	610,29	437,19	16,606	1042,3	7,4147
340	613,15	620,81	444,84	17,638	997,6	7,4320
350	623,15	631,36	452,52	18,719	955,3	7,4490
360	633,15	641,93	460,22	19,849	915,4	7,4659
370	643,15	652,52	467,94	21,03	877,6	7,4825
380	653,15	663,14	475,69	22,26	841,8	7,4988
390	663,15	673,78	483,46	23,55	807,8	7,5150
400	673,15	684,45	491,26	24,90	775,7	7,5310
500	773,15	792,43	570,54	41,93	529,1	7,6805
600	873,15	902,78	652,19	66,93	374,3	7,8147
700	973,15	1015,35	736,07	102,40	272,7	7,9367
800	1073,15	1129,91	821,92	151,30	203,5	8,0488
900	1173,15	1246,19	909,51	217,0	155,10	8,1524
1000	1273,15	1363,97	998,59	303,6	120,32	8,2487
1100	1373,15	1483,06	1088,97	415,5	94,830	8,3387
1200	1473,15	1603,31	1180,52	557,8	75,782	8,4347
1300	1573,15	1724,60	1273,12	736,3	61,312	8,5029
1400	1673,15	1846,84	1366,66	957,4	50,155	8,5783
1500	1773,15	1969,92	1461,04	1228,0	41,439	8,6497

Таблица П2.4. Термодинамические свойства идеального атмосферного азота N_2 $\mu=28,15$ кг/кмоль [13]

$t, ^\circ\text{C}$	T, K	$h,$ кДж/кг	$u,$ кДж/кг	π_0	θ_0	$s^\circ,$ кДж/(кг·К)
0	273,15	281,38	200,70	0,7045	11451	6,6973
100	373,15	384,53	274,31	2,094	5262	7,0191
200	473,15	488,32	348,57	4,822	2897	7,2655
300	573,15	593,47	424,18	9,543	1773,8	7,4670
400	673,15	700,57	501,75	17,095	1162,9	7,6392
500	773,15	809,97	581,62	28,55	799,7	7,7907
1000	1273,15	1389,83	1013,80	200,99	187,08	8,3671
1500	1773,15	2006,76	1483,05	800,68	65,407	8,7753

Таблица П2.5. Термодинамические свойства идеального кислорода O₂
 $\mu=32,0$ кг/кмоль [12]

t, °C	T, K	h, кДж/кг	u, кДж/кг	π_0	θ_0	s^0 , кДж/(кг·К)
0	273,15	247,75	176,78	3,779	1877,6	6,3280
100	373,15	339,95	242,99	11,426	848,4	6,6155
200	473,15	434,7	311,77	27,14	452,8	6,8403
300	573,15	532,57	383,65	55,87	266,5	7,0278
400	673,15	633,50	458,6	104,33	167,62	7,1901
500	773,15	737,14	536,26	181,26	110,81	7,3336
1000	1273,15	1282,43	951,64	1462,2	22,621	7,8760
1500	1773,15	1854,16	1393,46	6274,6	7,342	8,2545

Таблица П2.6. Термодинамические свойства идеальной двуокиси углерода CO₂ $\mu=44,01$ кг/кмоль [13]

t, °C	T, K	h, кДж/кг	u, кДж/кг	π_0	θ_0	s^0 , кДж/(кг·К)
0	273,15	192,08	140,48	0,09823	52529	4,7815
100	373,15	278,90	208,40	0,4102	17182	5,0515
200	473,15	374,52	285,13	1,3618	6563	5,2782
300	573,15	477,36	369,08	3,8635	2802	5,4752
400	673,15	586,17	459,00	9,749	1304,3	5,6500
500	773,15	699,92	553,86	22,439	650,8	5,8075
1000	1273,15	1318,38	1077,87	579,2	41,520	6,4216
1500	1773,15	1983,92	1648,95	5960,1	5,620	6,8620

НЕКОТОРЫЕ ТЕРМОДИНАМИЧЕСКИЕ СВОЙСТВА H₂O [14]

Параметры тройной точки воды: $t_0=0,01$ °С, $p_0=611,7$ Па ,
 изобарная теплоемкость льда в тройной точке воды
 $c_{p0}=2,1$ кДж/(кг·К),
 удельная теплота плавления льда в тройной точке воды
 $\lambda_0=333$ кДж/кг.

Параметры критической точки воды: $t_{кр}=373,946$ °С, $p_{кр}=22,064$ МПа,
 $v_{кр}=0,003106$ м³/кг;

Таблица П3.1. Зависимость температуры плавления H₂O от давления

$t_{пл}$, °С	0,0	-5	-10	-15	-20
$p_{пл}$, МПа	0,0981	57,9	106,9	151,0	187,3

Таблица П3.2. Зависимость температуры насыщения H₂O от давления

t_n , °С	0,0	100	200	300	$t_{кр}=373,946$
p_n , бар	0,006112	1,0142	15,547	85,877	$p_{кр}=220,64$

Аномальные свойства воды

Удельный объем жидкой фазы воды меньше удельного объема твердой фазы воды при одинаковых значениях их давления и температуры (плотность воды больше плотности льда). Так, при 1 баре и 0 °С удельный объем воды 0,0010012 м³/кг, а льда – 0,001095 м³/кг. Поэтому лед плавает на поверхности воды.

Удельный объем воды в состоянии насыщения при увеличении температуры от 0,01 °С до 4 °С (точнее, 3,98 °С) уменьшается от $v'_0=0,00100022$ м³/кг до $v'_{min}=0,001$ м³/кг, а при дальнейшем увеличении температуры увеличивается. Благодаря этой аномальности воды могут жить рыбы в замерзающих водоемах, т.к. когда температура воздуха падает ниже 4 °С, более холодная вода как менее плотная остаётся на поверхности и замерзает, а подо льдом сохраняется положительная температура воды.

При изобарном (докритическом $p < p_{кр}$) повышении температуры воды от 0 °С теплоемкость сначала уменьшается, а затем увеличивается. Наименьшая изобарная теплоемкость жидкой фазы воды при давлении (атмосферном) 1 бар соответствует температуре 36,79 °С (нормальная температура тела человека) и равняется $c_p=4,179$ кДж/(кг·К). Это свойство воды позволяет заболевшему человеку при повышении температуры дольше избежать свертывания крови.

ТЕРМОДИНАМИЧЕСКИЕ СВОЙСТВА ВЕЩЕСТВ, ИСПОЛЬЗУЕМЫХ
В ОБРАТНЫХ ЦИКЛАХ

Таблица П4.1. Термодинамические свойства дифтордихлорметана CF_2Cl_2
(фреон-12) [15]

На линии насыщения						
t, °C	p, бар	h', кДж/кг	h'', кДж/кг	g, кДж/кг	s', $\frac{\text{кДж}}{\text{кг} \cdot \text{К}}$	s'', $\frac{\text{кДж}}{\text{кг} \cdot \text{К}}$
-30	1,0143	473,41	641,81	168,40	0,8956	1,5882
-26	1,202	476,85	643,71	166,86	0,9097	1,5848
-22	1,412	480,32	645,69	165,37	0,9237	1,5817
-20	1,527	482,08	646,53	164,45	0,9307	1,5803
-16	1,779	485,60	648,38	162,78	0,9445	1,5775
-12	2,067	489,14	650,29	161,09	0,9584	1,5751
-10	2,219	490,93	651,15	160,22	0,9653	1,5739
-6	2,550	494,54	653,01	158,47	0,9792	1,5718
0	3,125	500,00	655,74	155,74	1,0000	1,5688
8	4,031	507,58	659,15	151,57	1,0269	1,5655
16	5,123	515,29	662,51	147,22	1,0535	1,5626
20	5,739	519,21	664,16	144,95	1,0669	1,5613
22	6,065	521,18	664,97	143,79	1,0735	1,5607
24	6,408	523,14	665,76	142,62	1,0802	1,5601
Перегретый пар						
t, °C	p=4 бар		p=5 бар		p=6 бар	
	h, кДж/кг	s, $\frac{\text{кДж}}{\text{кг} \cdot \text{К}}$	h, кДж/кг	s, $\frac{\text{кДж}}{\text{кг} \cdot \text{К}}$	h, кДж/кг	s, $\frac{\text{кДж}}{\text{кг} \cdot \text{К}}$
10	660,5	1,570				
20	666,8	1,593	665,3	1,574		
30	673,1	1,614	671,8	1,595	670,4	1,579
40	679,5	1,635	678,4	1,616	677,1	1,600
50	686,0	1,655	685,0	1,637	683,8	1,621
60	692,6	1,675	691,6	1,657	690,5	1,642

Таблица П4.2. Термодинамические свойства дифтормонохлорметана CHF_2Cl (фреон-22) [15]

На линии насыщения						
t, °C	p, бар	h', кДж/кг	h'', кДж/кг	г, кДж/кг	s', $\frac{\text{кДж}}{\text{кг} \cdot \text{К}}$	s'', $\frac{\text{кДж}}{\text{кг} \cdot \text{К}}$
-20	2,456	476,88	696,28	219,40	0,9129	1,7796
-10	3,552	488,34	700,42	212,08	0,9569	1,7629
0	4,983	500,00	704,28	204,28	1,0000	1,7479
10	6,811	511,89	707,81	195,92	1,0422	1,7341
20	9,097	524,05	710,94	186,89	1,0838	1,7213
Перегретый пар						
t, °C	p=6 бар		p=8 бар		p=10 бар	
	h, кДж/кг	s, $\frac{\text{кДж}}{\text{кг} \cdot \text{К}}$	h, кДж/кг	s, $\frac{\text{кДж}}{\text{кг} \cdot \text{К}}$	h, кДж/кг	s, $\frac{\text{кДж}}{\text{кг} \cdot \text{К}}$
10	709,55	1,751	-	-	-	-
20	717,08	1,7771	713,22	1,7396	-	-
30	724,53	1,8021	721,13	1,7661	717,44	1,7355
40	731,94	1,8262	728,90	1,7914	725,67	1,7622
50	739,36	1,8495	736,63	1,8156	733,74	1,7875

Таблица П4.3. Термодинамические свойства двуокиси углерода CO_2 [15]

На линии насыщения						
t, °C	P, бар	h', кДж/кг	h'', кДж/кг	г, кДж/кг	s', $\frac{\text{кДж}}{\text{кг} \cdot \text{К}}$	s'', $\frac{\text{кДж}}{\text{кг} \cdot \text{К}}$
-33	12,82	-162,5	151,7	314,2	2,859	4,168
-23	17,87	-142,6	151,1	293,7	2,939	4,114
-13	24,21	-121,9	148,6	270,3	3,019	4,059
-3	32,03	-99,6	142,9	242,5	3,100	3,998
0	34,839	-92,5	140,0	232,5	3,1259	3,9772
10	44,831	-67,8	132,0	199,8	3,2096	3,9157
20	57,066	-38,0	117,2	155,2	3,3076	3,8368
22	59,8	-31,1	112,6	143,7	3,3297	3,8164
30	71,858	8,4	77,4	69,0	3,4560	3,6833
Перегретый пар						
t, °C	p=50 бар		p=60 бар		p=70 бар	
	h, кДж/кг	s, $\frac{\text{кДж}}{\text{кг} \cdot \text{К}}$	h, кДж/кг	s, $\frac{\text{кДж}}{\text{кг} \cdot \text{К}}$	h, кДж/кг	s, $\frac{\text{кДж}}{\text{кг} \cdot \text{К}}$
17	132,9	3,9050				
27	152,7	3,9721	129,2	3,8719	129,4	3,8563
37	168,8	4,0252	152,1	3,9474	153,9	3,9339
47	183,0	4,0707	169,9	4,0035	172,6	3,9913
57	196,5	4,1116	185,2	4,0508	188,6	4,0392
67	209,0	4,1491	199,2	4,0927	203,1	4,0813

Таблица П4.4. Термодинамические свойства аммиака NH₃ [15]

На линии насыщения NH ₃						
t, °C	p, бар	h', кДж/кг	h'', кДж/кг	г, кДж/кг	s', $\frac{\text{кДж}}{\text{кг} \cdot \text{К}}$	s'', $\frac{\text{кДж}}{\text{кг} \cdot \text{К}}$
-33	1,0258	809,0	2177	1368	5,103	10,804
-23	1,6536	854,0	2192	1338	5,288	10,642
-13	2,559	899,5	2207	1307,5	5,465	10,492
-3	3,819	945,7	2219	1273,3	5,637	10,354
7	5,518	992,1	2230	1237,8	5,804	10,226
17	7,753	1039,6	2240	1200,4	5,968	10,106
27	10,623	1087,3	2246	1158,7	6,128	9,993
57	22,22	1235,7	2255	1019,3	6,593	9,680
67	30,82	1288,1	2250	961,9	6,743	9,577
77	38,7	1341,9	2241	899,1	6,893	9,459
87	48,03	1398,2	2225	826,8	7,043	9,341
97	58,91	1457,5	2202	744,5	7,195	9,208
107	71,54	1517,7	2162	644,3	7,360	9,046

Перегретый пар NH₃

t, °C	p=1 бар		p=5 бар		p=10 бар	
	h, кДж/кг	s, $\frac{\text{кДж}}{\text{кг} \cdot \text{К}}$	h, кДж/кг	s, $\frac{\text{кДж}}{\text{кг} \cdot \text{К}}$	h, кДж/кг	s, $\frac{\text{кДж}}{\text{кг} \cdot \text{К}}$
27	2309	11,31	2287	10,48	2255	10,04
47	2351	11,44	2333	10,63	2306	10,21
67	2394	11,57	2379	10,77	2358	10,36
87	2439	11,70	2426	10,90	2409	10,51
107	2485	11,82	2473	11,03	2459	10,65
127	2531	11,93	2521	11,15	2508	10,78
t, °C	p=40 бар		p=50 бар		p=60 бар	
	h, кДж/кг	s, $\frac{\text{кДж}}{\text{кг} \cdot \text{К}}$	h, кДж/кг	s, $\frac{\text{кДж}}{\text{кг} \cdot \text{К}}$	h, кДж/кг	s, $\frac{\text{кДж}}{\text{кг} \cdot \text{К}}$
87	2276	9,54				
107	2358	9,76	2315	9,56	2264	9,36
127	2424	9,94	2391	9,77	2354	9,60
147	2484	10,10	2458	9,94	2430	9,80
167	2543	10,24	2520	10,09	2496	9,96
187	2600	10,37	2580	10,22	2560	10,10

ОГЛАВЛЕНИЕ

ВВЕДЕНИЕ	3
1. ОСНОВНЫЕ ТЕРМИЧЕСКИЕ ПАРАМЕТРЫ СОСТОЯНИЯ	4
1.1. Задачи	9
1.2. Контрольные вопросы	11
2. ЗАКОНЫ И УРАВНЕНИЯ СОСТОЯНИЯ ИДЕАЛЬНЫХ ГАЗОВ. СМЕСИ ИДЕАЛЬНЫХ ГАЗОВ	13
2.1. Задачи	15
2.2. Контрольные вопросы	18
3. ТЕПЛОЕМКОСТИ ГАЗОВ И ГАЗОВЫХ СМЕСЕЙ	19
3.1. Задачи	21
3.2. Контрольные вопросы	25
4. ПЕРВЫЙ ЗАКОН ТЕРМОДИНАМИКИ ДЛЯ ЗАКРЫТОЙ СИСТЕМЫ	26
4.1. Задачи	27
4.2. Контрольные вопросы	28
5. ПОЛИТРОПНЫЕ ПРОЦЕССЫ ИЗМЕНЕНИЯ СОСТОЯНИЯ ИДЕАЛЬНЫХ ГАЗОВ.....	29
5.1. Задачи.....	32
5.2. Особенности расчета процессов идеальных газов при учете влияния температуры на их изобарную и изохорную теплоемкости.....	38
5.3. Задачи.....	41
5.4. Контрольные вопросы.....	43
6. ТЕРМОДИНАМИЧЕСКИЕ СВОЙСТВА ВОДЫ И ВОДЯНОГО ПАРА. ПРОЦЕССЫ ВОДЯНОГО ПАРА.....	44
6.1. Задачи.....	50
6.2. Контрольные вопросы.....	58
7. ВЛАЖНЫЙ ВОЗДУХ.....	59
7.1. Задачи.....	67
7.2. Контрольные вопросы.....	72
8. ВТОРОЙ ЗАКОН ТЕРМОДИНАМИКИ.....	74
8.1. Задачи.....	76
8.2. Контрольные вопросы.....	82
9. ПЕРВЫЙ ЗАКОН ТЕРМОДИНАМИКИ ДЛЯ ПОТОКА. РАБОТА ИЗМЕНЕНИЯ ДАВЛЕНИЯ В ПОТОКЕ. ЭКСЕРГИЯ В ПОТОКЕ.....	83
9.1. Задачи.....	87
9.2. Контрольные вопросы.....	93
10. ИСТЕЧЕНИЕ ГАЗА И ПАРА ЧЕРЕЗ СОПЛОВЫЕ КАНАЛЫ.....	95
10.1. Задачи.....	104
10.2. Контрольные вопросы.....	113
11. ДРОССЕЛИРОВАНИЕ ГАЗОВ, ПАРОВ И ЖИДКОСТЕЙ.....	114

11.1. Задачи.....	115
11.2. Контрольные вопросы	118
12. ПРОЦЕССЫ СМЕШЕНИЯ ГАЗОВ И ПАРОВ	119
12.1. Задачи	125
12.2. Контрольные вопросы	130
13. ЦИКЛЫ ДВИГАТЕЛЕЙ ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ	132
13.1. Задачи.....	136
13.2. Контрольные вопросы	140
14. ЦИКЛЫ ВОЗДУШНЫХ РЕАКТИВНЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ	141
14.1. Задачи	144
14.2. Контрольные вопросы	146
15. ЦИКЛЫ ГАЗОТУРБИННЫХ УСТАНОВОК	147
15.1. Задачи	154
15.2. Контрольные вопросы	162
16. ЦИКЛЫ ПАРОТУРБИННЫХ УСТАНОВОК	163
16.1. Базовый цикл ПТУ – цикл Ренкина	163
16.2. Цикл ПТУ с вторичным перегревом пара	169
16.3. Регенеративный цикл ПТУ	171
16.4. Теплофикационные циклы ПТУ	178
16.5. Термодинамические особенности расчета циклов АЭС на насыщенном водяном паре	182
16.6. Задачи	185
16.7. Контрольные вопросы	201
17. ЦИКЛЫ ПАРОГАЗОВЫХ УСТАНОВОК	203
17.1. Цикл ПГУ с котлом-утилизатором	203
17.2. Циклы ПГУ со сжиганием топлива в паровом котле	205
17.3. Задачи	210
17.4. Контрольные вопросы	217
18. ЦИКЛЫ ХОЛОДИЛЬНЫХ УСТАНОВОК И ТЕПЛОВЫХ НАСОСОВ	219
18.1. Цикл воздушной холодильной установки (ВХУ)	219
18.2. Цикл парокompрессорной холодильной установки	221
18.3. Парокompрессорный цикл теплового насоса	223
18.4. Задачи	225
18.5. Контрольные вопросы	233
ЗАКЛЮЧЕНИЕ	234
БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК	235
Приложение 1. Соотношения единиц СИ с внесистемными единицами некоторых физических величин	237
Приложение 2. Термодинамические свойства газов	238
Приложение 3. Некоторые термодинамические свойства H ₂ O	242
Приложение 4. Термодинамические свойства веществ, используемых в обратных циклах	243

Чухин Иван Михайлович

СБОРНИК ЗАДАЧ ПО ТЕХНИЧЕСКОЙ ТЕРМОДИНАМИКЕ
Учебное пособие

Редактор Н.Б. Михалева

Подписано в печать ____ . ____ . 2018 г. Формат 60×84 I/16.

Печать плоская. Усл. печ. Л. 14,41. Уч. - изд. л. 15,5.

Тираж 300 экз. Заказ

ФГБОУВО «Ивановский государственный энергетический
университет имени В.И. Ленина».

Отпечатано в УИУНЛ ИГЭУ

153003, г. Иваново, ул. Рабфаковская, 34.