

Министерство образования Российской Федерации  
Томский политехнический университет

---

**Л. С. Коновалова, Ю. А. Загромов**

## **ОСНОВЫ ТЕПЛОТЕХНИКИ**

**Техническая термодинамика**

Учебное пособие

Томск 2000

УДК 621.1

Коновалова Л.С., Загромов Ю.А. Основы теплотехники. Техническая термодинамика: Учебн. пособие. - Томск: Изд. ТПУ, 2000. – 116 с.

В учебном пособии в краткой форме изложены теоретические вопросы основных разделов дисциплины. Выделены важнейшие положения, законы, методы термодинамического анализа процессов и циклов тепловых двигателей и аппаратов. По каждой теме имеются пояснения, вопросы для контроля знаний, задачи с ответами, в отдельных случаях - с решениями, включен справочный материал.

Пособие подготовлено на кафедре теоретической и промышленной теплотехники, соответствует программе дисциплины и предназначено для студентов специальности 330200 Института дистанционного образования.

Печатается по постановлению Редакционно-издательского Совета Томского политехнического университета.

Рецензенты:

Ю.В. Видин - зав. каф. теоретических основ теплотехники Красноярского политехнического университета, профессор, кандидат технических наук;

С.В. Голдаев - старший научный сотрудник Научно-исследовательского института прикладной математики и механики при Томском государственном университете, кандидат технических наук.

Темплан 2000

©Томский политехнический университет

## ВВЕДЕНИЕ

Теплотехника – это общеинженерная дисциплина, изучающая методы получения, преобразования, передачи и использования теплоты и связанные с этим аппараты и устройства.

Роль энергетики в народном хозяйстве трудно переоценить. Проблем тоже достаточно.

**1. Парниковый эффект.** Содержащийся в атмосфере углекислый газ пропускает солнечные лучи на Землю, но препятствует охлаждению Земли путем излучения в космос. Ученые утверждают, что от тепловой смерти биосферы нас отделяет один порядок. Будем использовать в 10 раз больше энергии, чем сейчас, погибнем. В последние годы наблюдается повышение концентрации  $CO_2$  в атмосфере. Это заставляет резко ограничить потребление углеродосодержащих топлив.

**2. Тепловое и химическое загрязнение окружающей среды.** Тепловое загрязнение – это выбросы нагретой воды в естественные водоемы и горячих газов в атмосферу. Химическое загрязнение – оксиды серы и азота, зола и сажа, тяжелые металлы, содержащиеся в продуктах сгорания топлив.

**3. Озоновые дыры.** Разрушается озоновый слой, расположенный в стратосфере Земли, который поглощает солнечное излучение и тепловое излучение Земли, является защитным слоем. Основные вещества, разрушающие озон, окись и закись азота, хлор, окислы тяжелых металлов – находятся в продуктах сгорания топлива, фреонов, минеральных удобрений. Таким образом, источниками этих веществ являются тепловые электростанции, многочисленные тепловые двигатели, ракетносители и корабли многоцелевого использования, ядерные взрывы, холодильная техника и производства, использующие фреоны, сельское хозяйство. Самое простое – отказаться от фреонов, и очень сложно – уменьшить содержание вредных выбросов при общем увеличении потребления энергии.

Какие пути уменьшения отрицательного воздействия топливно-энергетического хозяйства на экологию?

Следует вкладывать средства не в увеличение добычи топлива, а в разработку технологических процессов, обеспечивающих более экономное его использование: энергосберегающие технологии, глубокую переработку топлива, безотходные производства, повышение тепловой экономичности действующих тепловых двигателей и установок и создание новых, развитие малой энергетики (ветровые электродвигатели, мини-гидростанции, использование энергии Солнца), развитие атомной энергетики.

Теоретическим фундаментом теплотехники является техническая термодинамика, которая является теорией тепловых двигателей, аппаратов и устройств, применяемых в энергетике и во всех отраслях народного хозяйства (двигателях внутреннего сгорания, газотурбинных двигателях и установках, паротурбинных установках, реактивных и ракетных двигателях, компрессорах, холодильных машинах, тепловых насосах и т.д.).

# 1. ОСНОВНЫЕ ПОНЯТИЯ ТЕРМОДИНАМИКИ

## 1.1. Предмет термодинамики

Техническая термодинамика изучает закономерности взаимного превращения тепловой и механической энергии и свойства тел, участвующих в этих превращениях.

На её основе осуществляют расчет и проектирование всех тепловых двигателей, а также всевозможного теплотехнического оборудования.

## 1.2. Термодинамическая система

Термодинамическая система – это совокупность тел, взаимодействующих между собой и с окружающей средой.

Термодинамическая система может обмениваться с окружающей средой энергией, теплом и массой.

Если такой обмен исключен, система называется *изолированной*, если отсутствует теплообмен – *адиабатной*, если отсутствует массообмен – *закрытой*, при наличии массообмена – *открытой*. Пример закрытой термодинамической системы – газ, заключенный в цилиндре под поршнем, внешняя среда – окружающий воздух. Поток газа или пара в турбине или трубопроводе – открытая термодинамическая система. Газ, находящийся в закрытой емкости с идеальной тепловой изоляцией, – изолированная и одновременно адиабатная система.

Простейшей термодинамической системой является *рабочее тело* (газ или пар), с помощью которого в тепловом двигателе осуществляется превращение теплоты в работу. Например, в двигателях внутреннего сгорания рабочим телом являются продукты сгорания топлива, в паротурбинных установках – водяной пар.

## 1.3. Термические параметры состояния

Свойства рабочих тел характеризуются параметрами состояния. Термическими параметрами состояния являются: абсолютное давление  $p$ , абсолютная температура  $T$ , удельный объем  $v$ .

1. *Абсолютное давление* ( $p$ ) отсчитывается от 0. Избыточное давление ( $p_u$ ) отсчитывается от уровня атмосферного давления и измеряется манометром (жидкостным или пружинным). Атмосферное давление ( $p_\delta$ ) измеряется барометром. Приборы для измерения давления ниже атмосферного называются вакуумметрами и измеряют разрежение ( $p_p$ ).

Связи между абсолютным давлением  $p$  и давлениями, измеренными с помощью приборов,

$$p = p_u + p_\delta, \quad (1.1)$$

$$p = p_\delta - p_p, \quad (1.2)$$

наглядно подтверждаются рис. 1.1.

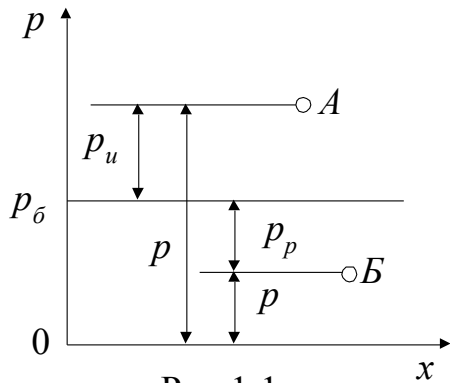


Рис. 1.1

В Международной системе единиц (СИ) давление выражается в паскалях ( $1\text{Па} = 1\text{ Н/м}^2$ ). Используются и другие единицы измерения давления (бар, мм рт. ст., ат...):

$$1\text{бар} = 10^5\text{ Па} = 10^2\text{ кПа} = 0,1\text{ МПа} = 750\text{ мм рт.ст.},$$

$$1\text{ат} = 1\text{ кг/см}^2 = 735,6\text{ мм рт. ст.},$$

$$1\text{ физ. атм} = 760\text{ мм рт. ст.}$$

2. Абсолютная температура  $T$  измеряется в градусах Кельвина (К)

$$T = t + 273,15,$$

где  $t, ^\circ\text{C}$  – температура в градусах Цельсия, определяемая с помощью термометров, пирометров, термопар и других приборов и устройств.

3. Удельный объем ( $v$ ) – это объем единицы массы вещества  $v = V/M, \text{ м}^3/\text{кг}$ , величина, обратная плотности  $v = 1/\rho$ .

Для сравнения термодинамических систем в одинаковых состояниях вводится понятие «нормальные физические условия»:  $p = 101,325\text{ кПа}$  (760 мм рт. ст.),  $T = 273,15\text{ К}$  ( $t = 0^\circ\text{C}$ ).

#### 1.4. Уравнение состояния

Связь между параметрами  $p, v, T$  называется термическим уравнением состояния

$$f(p, v, T) = 0$$

или

$$p = f_1(v, T), \quad v = f_2(p, T), \quad T = f_3(p, v).$$

Эти уравнения показывают, что из трех параметров, определяющих состояние системы, независимыми являются два.

Конкретный вид уравнения состояния зависит от свойств веществ.

Для идеального газа термическое уравнение состояния имеет вид:

$$pv = RT, \tag{1.3}$$

$$pV = MRT, \tag{1.4}$$

$$pV_\mu = R_\mu T, \tag{1.5}$$

$$pV = nR_\mu T. \tag{1.6}$$

В уравнениях (1.3) – (1.6) используются следующие обозначения:  $p$  – абсолютное давление, Па;  $v$  – удельный объем,  $\text{м}^3/\text{кг}$ ;  $T$  – абсолютная температура, К;  $M$  – масса газа, кг;  $V$  – объем газа,  $\text{м}^3$ ;  $V_\mu$  – объем 1 киломоля газа,  $\text{м}^3/\text{кмоль}$ ;  $n = M/\mu$  – число киломолей газа;  $\mu$  – мольная масса газа,  $\text{кг}/\text{кмоль}$ ;

$R_\mu = 8314$  Дж/(кмоль·К) – универсальная газовая постоянная;  $R = R_\mu / \mu$  – газовая постоянная, Дж/(кг·К).

В *реальных газах*, в отличие от идеальных, существенны силы межмолекулярных взаимодействий, и нельзя пренебречь собственным объемом молекул. Термическое уравнение состояния реального газа можно представить в виде

$$pv = zRT, \quad (1.7)$$

где  $z = f(p, T)$  - коэффициент сжимаемости.

Вся сложность расчетов по уравнению (1.7) состоит в определении коэффициента сжимаемости. Реальные газы при  $T \rightarrow \infty$  или  $p \rightarrow 0$  становятся идеальными, при этом  $z = 1$ .

Понятие идеального газа является научной абстракцией, моделью реального газа, дающей хорошую сходимость с практикой. Для состояний газа, близких к состоянию сжижения (насыщенного пара) модель идеального газа неприемлема.

### 1.5. Расчет термических параметров газовых смесей

Примерами газовых смесей являются: воздух, природный газ, продукты сгорания топлив и т.д. Ниже рассматривается расчет механических газовых смесей (химически не реагирующих) при условии, что газовая смесь – идеальный газ.

В этом случае:

1. Каждый компонент имеет температуру, равную температуре смеси, и занимает весь объем смеси.

2. Сумма парциальных давлений компонентов равна давлению смеси

$$p = \sum_{i=1}^n p_i. \quad (1.8)$$

3. Сумма парциальных объемов компонентов равна объему смеси

$$V = \sum_{i=1}^n V_i. \quad (1.9)$$

*Парциальное давление* компонента – это давление, которое оказывает компонент на стенки сосуда с газовой смесью.

*Парциальный объем* компонента – это объем, который бы занимал компонент, имея давления и температуру смеси.

Параметры газовой смеси рассчитываются по уравнению состояния идеального газа, например (1.4)

$$pV = MRT,$$

где  $R = R_\mu / \mu$ ,  $\mu$  – мольная масса газовой смеси.

Параметры компонентов рассчитываются по уравнениям:

$$p_i V = M_i R_i T, \quad (1.10)$$

$$p V_i = M_i R_i T. \quad (1.11)$$

Чтобы воспользоваться этими формулами, необходимо знать мольную массу газовой смеси ( $\mu$ ), парциальные давления ( $p_i$ ) или парциальные объемы ( $V_i$ ).

Существует три способа задания газовой смеси:

1. По *массовому* составу.

Масса смеси равна сумме масс компонентов:

$$M = \sum_{i=1}^n M_i, \text{ кг}$$

$$1 = \sum_{i=1}^n (M_i / M) = \sum_{i=1}^n g_i, \quad (1.12)$$

где  $g_i = M_i / M$  - массовая доля компонента.

При массовом задании газовой смеси мольная масса рассчитывается по формуле:

$$\mu = 1 / \left[ \sum_{i=1}^n (g_i / \mu_i) \right]. \quad (1.13)$$

2. По *объемному* составу.

На основании (1.9)

$$V = \sum_{i=1}^n V_i,$$

$$1 = \sum_{i=1}^n (V_i / V) = \sum_{i=1}^n r_i, \quad (1.14)$$

где  $r_i = V_i / V$  - объемная доля компонента.

При объемном задании газовой смеси мольная масса рассчитывается по формуле

$$\mu = \sum_{i=1}^n r_i \mu_i. \quad (1.15)$$

3. По *мольному* составу.

Согласно закону сохранения массы число киломолей газовой смеси равно сумме киломолей компонентов:

$$I = \sum_{i=1}^n \frac{n_i}{n}, \quad (1.16)$$

где  $n_i / n$  - мольная доля компонента, численно равная объемной доле  $r_i$ ,

$$n_i / n = (n_i / n) (V_\mu / V_\mu) = V_i / V = r_i. \quad (1.17)$$

Здесь  $V_\mu$ , м<sup>3</sup>/кмоль – объем одного киломоля газа при параметрах смеси  $p$  и  $T$ .

Таким образом, при мольном задании газовой смеси расчет мольной массы производится по формуле (1.15).

Связь между объемными и массовыми долями характеризуется следующими формулами:

$$g_i = \mu_i \cdot r_i / \mu, \quad (1.18)$$

$$r_i = \mu \cdot g_i / \mu_i. \quad (1.19)$$

На основании уравнений (1.10) и (1.11) получено выражение для вычисления парциальных давлений

$$p_i = r_i \cdot p. \quad (1.20)$$

### 1.6. Термодинамический процесс

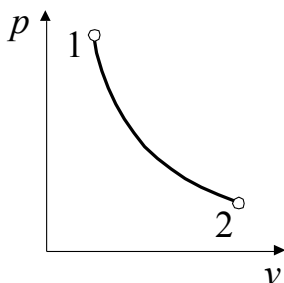


Рис. 1.2

Термодинамический процесс – это процесс изменения состояния рабочего тела во времени. Например, при перемещении поршня в цилиндре изменяются объем, давление и температура газа, т.е. совершается процесс расширения или сжатия газа. На рис. 1.2 в  $p$ - $v$ -диаграмме представлен термодинамический процесс 1-2 (расширение газа).

Процессы могут быть равновесными или неравновесными, обратимыми или необратимыми.

*Равновесным* является процесс, при протекании которого в каждый момент времени во всех точках системы (т.е. во всем объеме рабочего тела) одноименные параметры  $p$  и  $T$  имеют одинаковое значение.

Реальные процессы - неравновесны. Неравновесность может быть уменьшена за счет снижения скорости протекания процесса. В диаграммах можно изобразить только равновесные состояния и процессы.

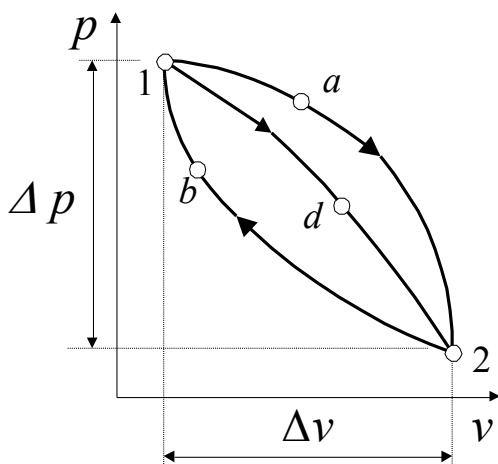


Рис. 1.3

*Обратимым* называется равновесный процесс, который можно осуществить в прямом и обратном направлениях через одни и те же промежуточные состояния без дополнительной затраты энергии.

В процессах сжатия и расширения рабочего тела обязательным условием обратимости является отсутствие трения, а в процессах передачи тепла от одного тела к другому таким условием является равенство температур тел, обменивающихся теплом.

Реальные процессы необратимы.



При протекании любого процесса (рис. 1.3) происходит изменение параметров  $\Delta p$ ,  $\Delta v$ ,  $\Delta T$  независимо от его характера (1-a-2, 1-d-2, 2-b-1).

Математически это означает, что  $dv$ ,  $dp$ ,  $dT$  являются полными дифференциалами функций  $v = f_1(p, T)$ ,  $p = f_2(v, T)$ ,  $T = f_3(p, v)$ . Для замкнутого процесса (цикла) 1- a - 2-b -1 изменение любого параметра равно нулю:

$$\oint dv = 0, \oint dp = 0, \oint dT = 0.$$

### 1.7. Методические указания. Вопросы и задачи

1. Обратите внимание на отличия идеального газа от реального. В чем они состоят? При каких условиях реальный газ можно назвать идеальным?

2. Убедитесь, что объем одного киломоля любого газа или газовой смеси зависит только от состояния газа, определяемого двумя независимыми параметрами ( $p$  и  $T$ ,  $p$  и  $v$  или  $T$  и  $v$ ), но не зависит от свойств газа.

3. Расставьте единицы измерения давления: физ. атм., бар, ат., МПа, кПа в порядке убывания. (Рекомендация: перечисленные размерности следует перевести в мм рт. ст.)

4. Цена деления одного градуса на шкале Кельвина и на шкале Цельсия одинакова. Правильно ли это утверждение?

5. Определите, все ли соотношения правильные для рабочего тела, давление которого выше атмосферного:

$$a) p > p_u; \quad b) p > p_o; \quad c) p_u \leq p_o; \quad d) p_u \geq p_o.$$

6. Определите, все ли соотношения правильные для рабочего тела, давление которого меньше атмосферного:

$$a) p_o > p; \quad b) p_o > p_p; \quad c) p_p \leq p; \quad d) p_p \geq p.$$

7. Определите массу воздуха, содержащегося в открытой двухлитровой банке при  $t = 20^\circ\text{C}$ ,  $p = 1$  бар. Сравните с массой воды.

#### Решение

Масса воздуха определяется по уравнению состояния идеального газа (1.4), в которое величины подставляются в строго определенной размерности:

$$p = 1 \cdot 10^5 \text{ Па}, \quad V = 0,002 \text{ м}^3, \quad T = 293 \text{ К}, \quad R = (8314/29) \text{ Дж}/(\text{кг}\cdot\text{К}),$$

$$M_{\text{возд}} = \frac{pV}{RT} = \frac{1 \cdot 10^5 \cdot 0,002 \cdot 29}{8314 \cdot 293} = 0,00238 \text{ кг}.$$

Масса воды в двухлитровой банке при плотности воды  $\rho = 1000 \text{ кг}/\text{м}^3$  вычислится по формуле

$$M_{\text{воды}} = \rho \cdot V = 1000 \cdot 0,002 = 2 \text{ кг}.$$

Ответы:  $M_{\text{возд}} = 0,00238 \text{ кг}$ ,  $M_{\text{воды}} = 2 \text{ кг}$ .

8. Рассчитайте плотность водорода и азота при нормальных физических условиях, используя уравнение состояния идеального газа. Во сколько раз отличаются их плотности?

9. Объемный расход воздуха при нормальных физических условиях  $V = 500 \text{ м}^3/\text{с}$ . Определите массовый расход воздуха  $G$ , кг/с.

10. В смеси 2 кг азота и 0,5 кг водорода. Рассчитайте газовую постоянную смеси  $R$ .

11. Газовая смесь состоит из двух газов:  $\text{CO}_2$  и  $\text{N}_2$ . Давление смеси  $p = 5$  бар, парциальное давление углекислого газа  $p_{\text{CO}_2} = 3$  бар. Рассчитайте молярную массу газовой смеси.

#### Решение

Молярную массу газовой смеси можно рассчитать по формуле (1.15), если предварительно определить объемные доли компонентов по формулам (1.20) и (1.14):

$$r_{\text{CO}_2} = \frac{p_{\text{CO}_2}}{p} = \frac{3}{5} = 0,6, \quad r_{\text{N}_2} = 1 - r_{\text{CO}_2} = 1 - 0,6 = 0,4,$$

$$\mu = r_{\text{CO}_2} \cdot \mu_{\text{CO}_2} + r_{\text{O}_2} \cdot \mu_{\text{O}_2} = 0,6 \cdot 44 + 0,4 \cdot 28 = 37,6 \quad \text{кг/кмоль.}$$

Ответ:  $\mu = 37,6$  кг/кмоль.

12. Состав воздуха по объему: 21%  $\text{O}_2$  и 79%  $\text{N}_2$ . Каков состав воздуха по массе?

13. Какова плотность газовой смеси из  $\text{CO}_2$  и  $\text{N}_2$  при нормальных физических условиях, если  $r_{\text{CO}_2} = 0,3$ ?

### 1.8. Ответы

3. МПа, физ. атм., бар, ат, кПа. 4. Да. 5. Да. 6. Да. 8.  $\rho_{\text{H}_2} = 0,0893 \text{ кг/м}^3$ ,  
 $\rho_{\text{N}_2} = 1,25 \text{ кг/м}^3$ ,  $\frac{\rho_{\text{H}_2}}{\rho_{\text{N}_2}} = \frac{\mu_{\text{N}_2}}{\mu_{\text{H}_2}} = 14$ . 9.  $G = 647,4 \text{ кг/с}$ . 10.  $R = 1069 \text{ Дж/(кг}\cdot\text{К)}$ .  
12.  $g_{\text{O}_2} = 0,233$ ,  $g_{\text{N}_2} = 0,767$ . 13.  $\rho = 1,464 \text{ кг/м}^3$ .

## 2. ПЕРВЫЙ ЗАКОН ТЕРМОДИНАМИКИ

### 2.1. Внутренняя энергия

*Внутренняя энергия* тела или системы ( $U$ , Дж) – это тепловая энергия всех микрочастиц. Она складывается из кинетической энергии микрочастиц (поступательное, вращательное, колебательное движение) и потенциальной энергии (межмолекулярное взаимодействие).

Удельная внутренняя энергия  $u = U/M$ , Дж/кг является параметром состояния:

$$u = f_1(T, v), \quad u = f_2(p, v), \quad u = f_3(p, T).$$

Внутренняя энергия *идеального* газа определяется только кинетической энергией микрочастиц, поэтому зависит только от температуры  $u = f(T)$ .

## 2.2. Работа изменения объема

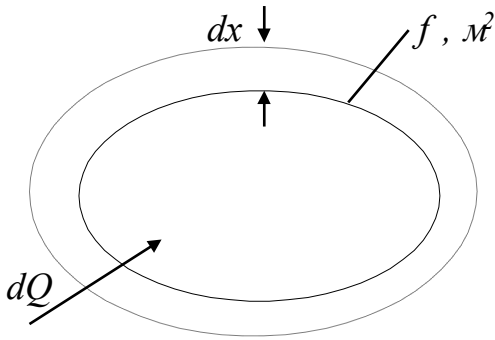


Рис. 2.1

Для 1 кг газа

$$W/M = w, \text{ Дж/кг}, \quad V/M = v, \text{ м}^3/\text{кг},$$

$$dw = pdv, \quad (2.1)$$

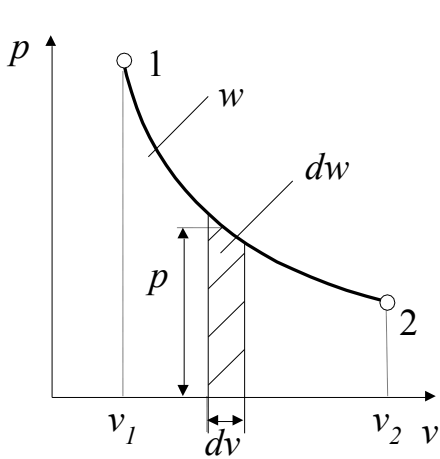


Рис. 2.2

$$w = \int_{v_1}^{v_2} pdv. \quad (2.2)$$

Работа изменения объема ( $w$ ) произвольного процесса 1 – 2 в  $p$ - $v$ -диаграмме характеризуется площадью  $v_1$ -1-2- $v_2$  (рис. 2.2).

Работа зависит от характера процесса. Работа положительна ( $dw > 0$ ), если объем рабочего тела увеличивается ( $dv > 0$ ), и наоборот.

Работа изменения объема ( $w$ ) является характеристикой закрытых систем. Для потока рабочего тела (открытая термодинамическая система) рассчитывают *внешнюю* работу.

## 2.3. Внешняя работа

Примером открытой термодинамической системы является компрессор, сжимающий воздух.

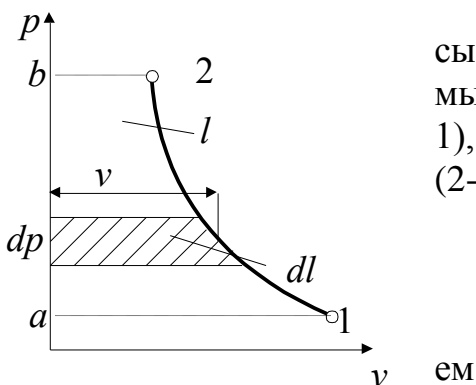


Рис. 2.3

На рис. 2.3 в  $p$ - $v$ -диаграмме показаны процессы, сопровождающие его работу. Воздух, забираемый из окружающей среды, заполняет цилиндр ( $a$ -1), сжимается (1-2) и выталкивается к потребителю (2- $b$ ).

Внешняя работа процесса сжатия 1 – 2 равна:

$$l = w_{a-1} + w_{1-2} + w_{2-b}. \quad (2.3)$$

Вычисляя слагаемые в правой части (2.3), име-

$$w_{a-1} = p_1 \int_0^{v_1} dv = p_1 v_1, w_{2-b} = p_2 \int_{v_2}^0 dv = -p_2 v_2.$$

Подстановка их в (2.3) дает следующие выражения для расчета внешней работы:

$$l = p_1 v_1 + w - p_2 v_2, \quad (2.4)$$

$$l = w - (p_2 v_2 - p_1 v_1), \quad (2.5)$$

которые характеризуют связь между внешней работой  $l$  и работой изменения объема  $w$  в любом процессе.

Использование дифференциальной записи уравнения (2.5)

$$dl = dw - d(pv) = dw - pdv - vdp = -vdp$$

позволяет получить важные формулы для внешней работы:

$$dl = -vdp, \quad (2.6)$$

$$l = - \int_{p_1}^{p_2} v dp. \quad (2.7)$$

В диаграмме  $p-v$  внешняя работа любого процесса изображается (рис. 2.3) площадью  $a-1-2-b$ . Согласно (2.6) работа положительна ( $dl > 0$ ), если давление уменьшается ( $dp < 0$ ), и наоборот. Внешняя работа ( $l$ ) так же, как и работа  $w$ , зависит от характера процесса, следовательно, является функцией процесса (в отличие от параметров, которые являются функцией состояния).

#### 2.4. Математическое выражение первого закона термодинамики

Вся подводимая к рабочему телу теплота расходуется на изменение внутренней энергии и на совершение работы:

$$Q = U_2 - U_1 + W, \text{ Дж}, \quad (2.8)$$

$$q = u_2 - u_1 + w, \text{ Дж/кг} \quad (2.9)$$

$$q = \Delta u + w, \quad (2.10)$$

$$dq = du + dw, \quad (2.11)$$

$$dq = du + pdv. \quad (2.12)$$

Формулы (2.8) – (2.12) математически выражают первый закон термодинамики через внутреннюю энергию.

Подстановка  $w = l - p_1 v_1 + p_2 v_2$  в (2.9) дает

$$q = (u_2 + p_2 v_2) - (u_1 + p_1 v_1) + l,$$

где  $u + pv = h$ , Дж / кг – удельная энтальпия, является параметром состояния

$$h = f_1(p, T), h = f_2(p, v), h = f_3(v, T).$$

Энтальпия *идеального газа* зависит только от температуры

$$h = u + pv = u + RT = f(T).$$

При количественном анализе процессов часто используется математическая запись первого закона термодинамики через энтальпию:

$$Q = H_2 - H_1 + L, \text{ Дж}, \quad (2.13)$$

$$q = h_2 - h_1 + l, \text{ Дж / кг}, \quad (2.14)$$

$$q = \Delta h + l, \quad (2.15)$$

$$dq = dh + dl, \quad (2.16)$$

$$dq = dh - vdp. \quad (2.17)$$

## 2.5. Теплоемкость газов

Теплоемкость – это количество тепла, которое необходимо подвести к единице количества вещества, чтобы нагреть его на  $1^\circ$ .

Различают теплоемкости:

- массовую ( $c$ , Дж/кг·К), отнесенную к одному килограмму газа;
- объемную ( $c'$ , Дж/м<sup>3</sup>·К), отнесенную к одному м<sup>3</sup> объема при нормальных физических условиях;
- мольную ( $\mu c$ , Дж/кмоль·К), отнесенную к 1 киломолю газа,

$$c = \mu c / \mu, \quad c' = \mu c / 22,4, \quad c' = c \cdot \rho_H,$$

где  $\rho_H$  - плотность газа при нормальных физических условиях ( $p=760$  мм рт. ст.,  $t = 0^\circ \text{C}$ ).

Согласно определению теплоемкости

$$c = dq / dt, \quad (2.18)$$

$$dq = c dt, \quad (2.19)$$

$$q = \int_{t_1}^{t_2} c dt. \quad (2.20)$$

Теплоемкость *реальных* газов зависит от давления и от температуры  $c = f(p, T)$ .

Теплоемкость *идеальных* газов (кроме одноатомного) зависит только от температуры  $c = f(T)$ .

Теплоемкость *одноатомного идеального* газа постоянна ( $c = \text{const}$ ).

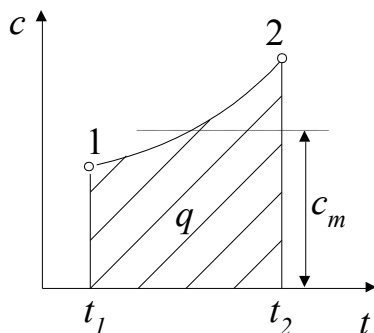


Рис. 2.4

Для газов, теплоемкость которых зависит от температуры, различают истинную и среднюю теплоемкость. Формула (2.18) определяет теплоемкость при данной температуре – *истинную* теплоемкость.

На рис. 2.4 показана зависимость теплоемкости газа от температуры (1-2).

Исходя из геометрического смысла интеграла, можно записать:

$$q = \int_{t_1}^{t_2} c dt = c_m \Big|_{t_1}^{t_2} (t_2 - t_1),$$

где  $c_m \Big|_{t_1}^{t_2}$  - средняя теплоемкость газа для интервала температур  $t_1 - t_2$ , которая может быть вычислена по одной из формул:

$$c_m \Big|_{t_1}^{t_2} = q / (t_2 - t_1), \quad (2.21)$$

$$c_m \Big|_{t_1}^{t_2} = \frac{1}{(t_2 - t_1)} \int_{t_1}^{t_2} c dt. \quad (2.22)$$

Среднюю теплоемкость  $c_m \Big|_{t_1}^{t_2}$  можно рассчитать:

- по результатам эксперимента, используя формулу (2.21);
- по формуле (2.22), используя зависимость теплоемкости от температуры, например,

$$c = a + bt \text{ или } c = a + bt + dt^2,$$

где  $a, b, d$  - постоянные величины;

- через средние теплоемкости  $c_m \Big|_o^t$  :

$$c_m \Big|_{t_1}^{t_2} = (c_m \Big|_o^{t_2} t_2 - c_m \Big|_o^{t_1} t_1) / (t_2 - t_1). \quad (2.23)$$

Для воздуха таблица средних теплоемкостей  $c_m \Big|_o^{100}$ ,  $c_m \Big|_o^{200}$  и т.д. дана в Приложении.

Изменение температуры газа при одном и том же количестве сообщаемой теплоты зависит от характера процесса подвода теплоты, поэтому теплоемкость является функцией процесса:

- в изобарных процессах - изобарная теплоемкость  $c_p = dq_p / dt$ ;
- в изохорных - изохорная  $c_v = dq_v / dt$ ;
- в изотермических -  $c = dq / 0 = \infty$ ;
- в адиабатных -  $c = 0 / dt = 0$ ;
- в политропных -  $c_n = dq_n / dt$ .

Связь изохорной и изобарной теплоемкостей для идеального газа описывает уравнение Майера

$$c_p - c_v = R, \text{ Дж/(кг}\cdot\text{К)}, \quad (2.24)$$

$$\mu c_p - \mu c_v = R_\mu, \text{ Дж/(кмоль}\cdot\text{К)}. \quad (2.25)$$

Отношение теплоемкостей  $c_p / c_v = k$  называется показателем адиабаты или коэффициентом Пуассона.

Для идеального газа

$$k = c_p / c_v = (c_v + R) / c_v = 1 + R / c_v.$$

Отсюда

$$c_v = R/(k-1), \quad (2.26)$$

$$c_p = kR/(k-1). \quad (2.27)$$

Молекулярно-кинетическая теория теплоемкости, основанная на допущении о равномерном распределении энергии по степеням свободы молекул и не учитывающая энергию внутримолекулярных колебаний, дает следующие значения мольных теплоемкостей:

- для одноатомных газов  $\mu c_v = 12,48$  кДж/(кмоль·К);
- для двухатомных газов  $\mu c_v = 20,8$  кДж/(кмоль·К);
- для трех- и многоатомных газов  $\mu c_v = 29,1$  кДж/(кмоль·К).

В одноатомных газах отсутствуют внутримолекулярные колебания и постоянное значение теплоемкости, не зависящее от температуры ( $\mu c_v = 12,48$  кДж/(кмоль·К)), подтверждается экспериментальными данными. Теплоемкости остальных газов зависят от температуры, и указанные значения теплоемкости подтверждаются экспериментальными данными только в области комнатных температур.

Энергию колебательного движения атомов в молекуле учитывает квантовая теория теплоемкости. Значения теплоемкостей для двух-, трех- и многоатомных газов, рассчитанные по формуле Эйнштейна, подтверждаются экспериментом и приводятся в справочниках.

Теплоемкость газовой смеси рассчитывается по формулам:

$$c = \sum_{i=1}^n g_i c_i, \text{ Дж}/(\text{кг}\cdot\text{К}), \quad (2.28)$$

$$c' = \sum_{i=1}^n r_i c'_i, \text{ Дж}/(\text{м}^3\cdot\text{К}), \quad (2.29)$$

$$\mu c = \sum_{i=1}^n r_i \mu c_i, \text{ Дж}/(\text{кмоль}\cdot\text{К}). \quad (2.30)$$

## 2.6. Методические указания. Вопросы и задачи

1. Обратите внимание на следующее:

а) параметры:

$$p = f_1(v, T), \quad v = f_2(p, T), \quad T = f_3 = f(v, p), \quad h = f(p, T), \quad u = f(v, T)$$

– это функции состояния, и их изменение ( $\Delta p$ ,  $\Delta v$ ,  $\Delta T$ ,  $\Delta h$ ,  $\Delta u$ ) не зависит от характера процесса;

б) работа ( $l$ ,  $w$ ), теплоемкость ( $c$ ) являются функциями процесса и зависят от характера процесса;

в) энтальпия, внутренняя энергия, теплоемкость идеального газа зависят только от температуры:  $h = f_1(T)$ ;  $u = f_2(T)$ ;  $c = f_3(T)$ ;

г) теплоемкость одноатомного идеального газа не зависит от температуры ( $c = \text{const}$ ).

2. Уясните физический смысл внутренней энергии ( $u$ ) и энтальпии ( $h$ ) рабочего тела, работы изменения объема ( $w$ ) и внешней работы ( $l$ ).

3. Можно ли утверждать, что математическое выражение первого закона термодинамики через внутреннюю энергию справедливо для закрытых термодинамических систем, а через энтальпию – для открытых?

4. Давление газа в изохорном процессе при  $v = 0,5 \text{ м}^3/\text{кг}$  уменьшилось от  $p_1 = 6 \text{ бар}$  до  $p_2 = 1 \text{ бар}$ .

Определите работу изменения объема ( $w$ ) и внешнюю работу ( $l$ ) указанного процесса. Представьте процесс в  $p - v$ - диаграмме и покажите соответствующие этим работам площади.

5. Для изотермического процесса идеального газа дано:  $p = a / v$ , где  $a = \text{const}$ ;  $p_1 = 10 \text{ бар}$ ,  $v_1 = 0,5 \text{ м}^3/\text{кг}$ ,  $p_2 = 1 \text{ бар}$ .

Определите внешнюю работу ( $l$ ), изменение энтальпии ( $\Delta h$ ), теплоту процесса ( $q$ ).

#### Решение

Внешняя работа изотермического процесса, согласно (2.7) и уравнению  $p = a / v$ , равна

$$l = -\int_{p_1}^{p_2} v dp = -\int_{p_1}^{p_2} (a / p) dp = a \ln(p_2 / p_1).$$

Постоянная  $a = p_1 v_1 = 10 \cdot 10^2 \cdot 0,5 = 500$ , кПа·м<sup>3</sup>/кг

$$l = 500 \ln(10 / 1) = 1151,3 \text{ кДж/кг}$$

Изменение энтальпии идеального газа в изотермическом процессе  $\Delta h = 0$ . Теплота изотермического процесса  $q = l$  согласно (2.15)

Ответы:  $l = q = 1151,3 \text{ кДж/кг}$   $\Delta h = 0$ .

6. Температура воздуха увеличилась от  $t_1 = 30^\circ \text{С}$  до  $t_2 = 150^\circ \text{С}$ .

Определите, на сколько изменение энтальпии ( $\Delta h$ ) воздуха отличается от изменения внутренней энергии ( $\Delta u$ ). Принять, что воздух – идеальный газ.

7. Рассчитайте изохорную и изобарную теплоемкости гелия, отнесенные к одному килограмму газа. Молярная масса гелия  $\mu = 4 \text{ кг/кмоль}$ .

8. Определите среднюю молярную изобарную теплоемкость водорода в интервале температур  $400 - 600^\circ \text{С}$ , если истинная теплоемкость описывается формулой

$$\mu c_p = 28,7395 + 0,005862 t, \text{ кДж/(кмоль} \cdot ^\circ \text{С)}.$$

9. Определите массовую теплоемкость ( $c_p$ ) генераторного газа, если его объемный состав  $r_{\text{H}_2} = 0,18$ ,  $r_{\text{CO}} = 0,24$ ,  $r_{\text{CO}_2} = 0,06$ ,  $r_{\text{N}_2} = 0,52$ .

*Примечание.* Теплоемкость компонентов принять постоянной согласно молекулярно-кинетической теории газов.



### Решение

В соответствии с молекулярно-кинетической теорией газов молярная изохорная теплоемкость углекислого газа ( $\text{CO}_2$ )  $\mu c_v = 29,1$  кДж/(кмоль·К), двухатомных газов ( $\text{H}_2$ ,  $\text{CO}$ ,  $\text{N}_2$ )  $\mu c_v = 20,8$  кДж/(кмоль·К).

Молярные изобарные теплоемкости, согласно (2.25) для двухатомных газов:

$$\mu c_p = \mu c_v + R_\mu = 20,8 + 8,314 = 29,1 \text{ кДж/(кмоль·К)},$$

для  $\text{CO}_2$

$$\mu c_p = 29,1 + 8,314 = 37,4 \text{ кДж/(кмоль·К)}.$$

Согласно (2.30) молярная изобарная теплоемкость газовой смеси

$$\begin{aligned} \mu c_p &= \mu c_{p_{\text{H}_2}} \cdot r_{\text{H}_2} + \mu c_{p_{\text{CO}}} \cdot \mu_{\text{CO}} + \mu c_{p_{\text{N}_2}} \cdot r_{\text{N}_2} + \mu c_{p_{\text{CO}_2}} \cdot r_{\text{CO}_2} = \\ &= 29,1 \cdot 0,18 + 29,1 \cdot 0,24 + 29,1 \cdot 0,52 + 37,4 \cdot 0,06 = 29,6 \text{ кДж/(кмоль·К)} \end{aligned}$$

Согласно (1.15) молярная масса генераторного газа

$$\begin{aligned} \mu &= \mu_{\text{H}_2} \cdot r_{\text{H}_2} + \mu_{\text{CO}} \cdot r_{\text{CO}} + \mu_{\text{N}_2} \cdot r_{\text{N}_2} + \mu_{\text{CO}_2} \cdot r_{\text{CO}_2} = \\ &= 2 \cdot 0,18 + 28 \cdot 0,24 + 28 \cdot 0,52 + 44 \cdot 0,06 = 24,28 \text{ кг/кмоль}. \end{aligned}$$

Массовая изобарная теплоемкость генераторного газа

$$c_p = \mu c_p / \mu = 29,6 / 24,28 = 1,219 \text{ кДж/(кг·К)}.$$

Ответ:  $c_p = 1,219$  кДж/(кг·К).

10. Рассчитайте среднюю изобарную теплоемкость воздуха, отнесенную к 1 кг, в интервале температур 700 – 900 °С, используя табличные значения теплоемкостей  $c_{p_m} \Big|_0^{700}$  и  $c_{p_m} \Big|_0^{900}$  (см. Приложение).

## 2.7. Ответы

3. Да. 4.  $l = 250$  кДж/кг,  $w = 0$ . 6.  $\Delta h - \Delta u = R(T_2 - T_1) = 34,4$  кДж/кг.

7.  $c_v = 3,12$  кДж/(кг·К),  $c_p = 5,2$  кДж/(кг·К).

8.  $\mu c_{p_m} = 31,67$  кДж/(кмоль·К). 10.  $c_{p_m} = 1,154$  кДж/(кг·К).

## 3. ВТОРОЙ ЗАКОН ТЕРМОДИНАМИКИ

### 3.1. Формулировки и математическое выражение второго закона термодинамики

*Формулировка Клаузиуса.* Теплота не может сама собой переходить от холодного тела к горячему.

*Формулировка Больцмана.* Все естественные процессы являются переходом от менее вероятного состояния к более вероятному.

**Формулировка Карно.** Для превращения теплоты в работу необходимо иметь два источника теплоты разной температуры (рис. 3.1).



Рис. 3.1

Горячим источником в тепловых двигателях является топливо (органическое или ядерное), солнечная энергия, геотермальная энергия и т.д., холодным источником – окружающая среда.

Здесь  $q_1$  – теплота, подводимая от горячего источника к рабочему телу в тепловом двигателе;  $q_2$  – отводимая теплота от рабочего тела;  $l$  – работа, полученная в тепловом двигателе.

Одна из формулировок второго закона термодинамики гласит: вечный двигатель второго рода невозможен. Это двигатель, который бы работал без холодного источника и всю подводимую теплоту ( $q_1$ ) преобразовывал в работу.

Таким образом, работа полностью превращается в теплоту, в то время как теплота превращается в работу – только частично.

Математическое выражение второго закона термодинамики для обратимых процессов имеет вид:

$$dq = Tds, \quad (3.1)$$

$$q = \int_{s_1}^{s_2} Tds, \quad (3.2)$$

где  $q$  - подводимая (извне) или отводимая от рабочего тела теплота;

$s$ , Дж/(кг·К) – удельная энтропия, являющаяся параметром состояния

$$s = f_1(p, T), \quad s = f_2(v, T), \quad s = f_3(p, v).$$

На основании (3.1) можно сделать следующие выводы:

1. При подводе тепла к рабочему телу ( $dq > 0$ ) энтропия возрастает ( $ds > 0$ ).

2. При отводе тепла от рабочего тела ( $dq < 0$ ) энтропия убывает ( $ds < 0$ ).

3. В адиабатных процессах и системах ( $dq = 0$ ) энтропия не изменяется ( $ds = 0, s = \text{const}$ ).

4. В изотермических процессах выполняется равенство

$$q = T(s_2 - s_1) = T\Delta s.$$

Математическое выражение второго закона термодинамики для необратимых процессов

$$dq < Tds, \quad (3.3)$$

$$q < \int_{s_1}^{s_2} Tds. \quad (3.4)$$

Трение и неравновесность реальных процессов сжатия и расширения относят к *внутренней* необратимости. Необратимый теплообмен между телами при конечной разности температур называется *внешней* необратимостью.

Как внутренняя, так и внешняя необратимости сопровождаются увеличением энтропии ( $\Delta s_H$ ), что и учитывается уравнениями (3.3) и (3.4).

### 3.2. T-s-диаграмма

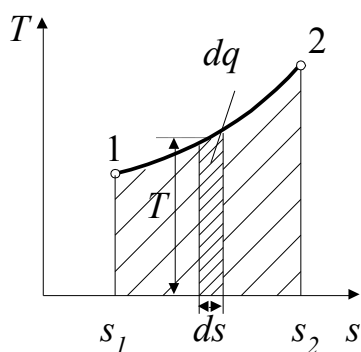


Рис. 3.2

На рис. 3.2 в T-s- диаграмме показан произвольный процесс 1-2.

Согласно уравнениям (3.1) и (3.2) площадь под кривой ( $s_1$ -1-2- $s_2$ ) характеризует теплоту этого процесса.

Теплота подводится ( $dq > 0$ ), если энтропия увеличивается ( $ds > 0, s_2 > s_1$ ). Теплота отводится ( $dq < 0$ ), если энтропия уменьшается ( $ds < 0, s_2 < s_1$ ). Теплота ( $q$ ), как и работа ( $w, l$ ), является функцией процесса, зависит от его характера.

### 3.3. Круговые процессы (циклы)

В тепловом двигателе рабочее тело совершает замкнутый процесс (цикл) в направлении движения часовой стрелки (рис. 3.3 и 3.4).

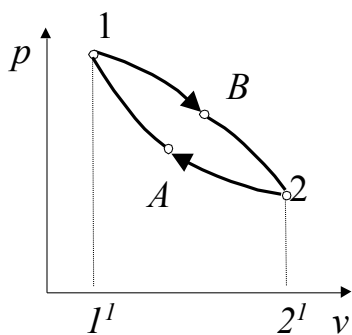


Рис. 3.3

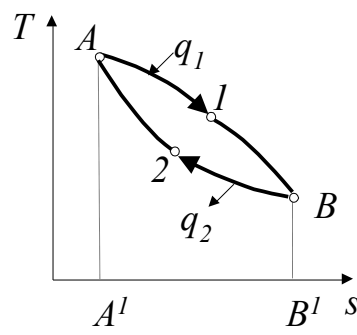


Рис. 3.4

На участке 1-B-2 (рис. 3.3) происходит расширение рабочего тела, на участке 2-A-1 – его сжатие.

Работа процесса расширения (полученная работа) равна

$$w_{1-B-2} = \int_{1-B-2} p dv = \text{Площ.} 1-B-2-2^1-1^1,$$

работа процесса сжатия (затраченная работа) равна

$$w_{2-A-1} = \int_{2-A-1} p dv = \text{Площ.} 2-A-1-1^1-2^1,$$

результатирующая (полезная) работа равна

$$l = w_{1-B-2} - w_{2-A-1} = \oint pdv = \text{Площ.} 1 - B - 2 - A .$$

На участке  $A-1-B$  (рис. 3.4) осуществляется процесс подвода теплоты к рабочему телу, а на участке  $B-2-A$  – ее отвод.

Подведенная теплота в цикле равна

$$q_1 = \int_{A-1-B} TdS = \text{Площ.} A - 1 - B - B^1 - A^1 ,$$

отведенная теплота равна

$$q_2 = \int_{B-2-A} TdS = \text{Площ.} B - 2 - A - A^1 - B^1 .$$

Разность подведенной и отведенной теплот превращается в работу

$$l = q_1 - q_2 = \oint Tds = \text{Площ.} A - 1 - B - 2 ,$$

и она характеризуется площадью цикла в  $T-s$ - диаграмме.

Таким образом, в  $p-v$ - и  $T-s$ - диаграммах площадь цикла является работой теплового двигателя.

Такой же результат получается с использованием математического выражения первого закона термодинамики для замкнутого процесса (цикла). Выполнив интегрирование по замкнутому контуру, имеем

$$\oint Tds = \oint du + \oint pdv .$$

Поскольку  $\oint du = 0$ , следовательно,

$$\oint Tds = \oint pdv = l .$$

### 3.3.1. Цикл Карно

Термическим коэффициентом полезного действия (КПД) цикла называется отношение работы, произведенной двигателем за цикл, к количеству теплоты, подведенной за этот же цикл:

$$\eta_t = \frac{l}{q_1} = \frac{q_1 - q_2}{q_1} = 1 - \frac{q_2}{q_1} . \quad (3.5)$$

Термический КПД характеризует степень термодинамического совершенства обратимых циклов.

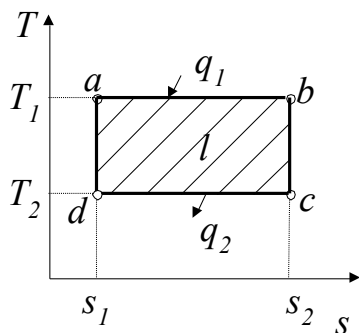


Рис. 3.5

Цикл Карно - это обратимый цикл, который имеет максимальный термический КПД среди всех циклов, осуществляемых в данном интервале температур горячего и холодного источников тепла. Он состоит из двух адиабатных процессов сжатия и расширения рабочего тела ( $da$  и  $bc$ , рис. 3.5) и двух изотермических процессов подвода и отвода теплоты ( $ab$  и  $cd$ ).

Подводимая теплота в цикле

$$q_1 = T_1(s_2 - s_1), \quad (3.6)$$

отводимая теплота

$$q_2 = T_2(s_2 - s_1), \quad (3.7)$$

где  $T_1$  – температура горячего источника,  $T_2$  – температура холодного источника.

Согласно (3.5), (3.6) и (3.7) термический КПД цикла Карно равен

$$\eta_t = 1 - T_2 / T_1, \quad (3.8)$$

он не зависит от свойств рабочего тела, а определяется только температурами горячего и холодного источников тепла. Поскольку  $T_2 > 0$  и  $T_1 < \infty$ , то  $\eta_t < 1$ .

### 3.4. Понятия средних термодинамических температур подвода и отвода тепла

На рис. 3.6 представлен произвольный обратимый цикл 1-a-2-b в  $T$ - $s$ -диаграмме.

Подводимая теплота в цикле ( $q_1$ ) характеризуется площадью  $c$ -1-a-2-d и может быть заменена площадью равновеликого прямоугольника  $c$ -3-4-d. Таким образом,

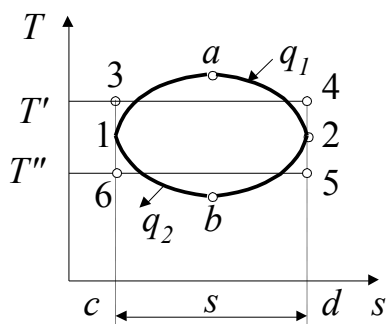


Рис. 3.6

$$q_1 = T' \Delta s, \quad (3.9)$$

где  $T' = q_1 / \Delta s$  – средняя термодинамическая температура подвода теплоты в произвольном обратимом цикле.

Аналогично отводимая теплота равна

$$q_2 = T'' \Delta s, \quad (3.10)$$

где  $T'' = q_2 / \Delta s$  – средняя термодинамическая температура отвода теплоты.

Подстановка (3.9) и (3.10) в (3.5) дает

$$\eta_t = 1 - T'' / T'. \quad (3.11)$$

Таким образом, термический КПД произвольного обратимого цикла всегда может быть вычислен через средние термодинамические температуры подвода и отвода теплоты. Из формулы (3.11) следует: чем выше  $T'$ , или, чем ниже  $T''$ , тем больше термический КПД цикла.

### 3.5. Эксергия теплоты

*Эксергией* теплоты, переданной от горячего источника тепла с температурой  $T$  к рабочему телу, называется максимальная работа, которая может быть получена за счет этой теплоты при условии, что холодным источником является окружающая среда с температурой  $T_{oc}$ .

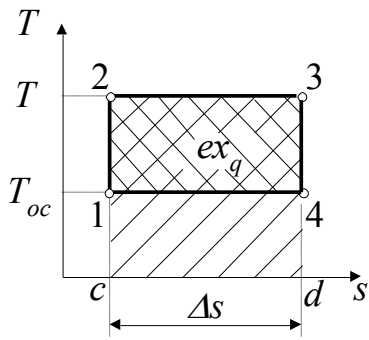


Рис. 3.7

Максимальную работу (рис. 3.7) можно получить, если осуществить цикл Карно (1-2-3-4) в данном интервале температур  $T-T_{oc}$ .

Теплота, воспринятая рабочим телом от горячего источника, равна

$$q = T\Delta s = \text{Площ. } c-2-3-d.$$

Эксергия теплоты вычисляется следующим образом:

$$\begin{aligned} ex_q = l &= q - T_{oc}\Delta s = \text{Площ. } 1-2-3-4, \\ ex_q &= q - T_{oc}\Delta s \end{aligned} \quad (3.12)$$

где  $T_{oc}\Delta s$  - энергия, непревратимая в работу часть теплоты.

Термический КПД цикла Карно равен

$$\eta_t = l/q = 1 - T_{oc}/T,$$

откуда

$$l = ex_q = q(1 - T_{oc}/T). \quad (3.13)$$

Таким образом, эксергия теплоты, полученной от источника теплоты с постоянной температурой  $T$ , может быть рассчитана по формулам (3.12) и (3.13).

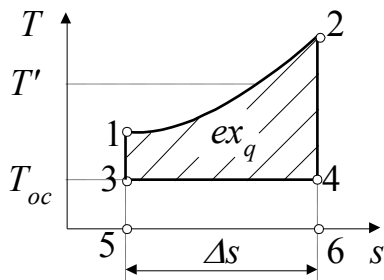


Рис. 3.8

В том случае, когда источник теплоты имеет переменную температуру (рис. 3.8) (например, горение топлива происходит при постоянном давлении с увеличением  $T$ ), применимы формулы (3.12) и (3.14):

$$ex_q = q(1 - T_{oc}/T'), \quad (3.14)$$

где  $T' = q/\Delta s$  - средняя термодинамическая температура подвода теплоты в процессе 1-2.

При передаче теплоты от тела с более высокой температурой к телу с более низкой температурой (внешний необратимый процесс) эксергия теплоты уменьшается.

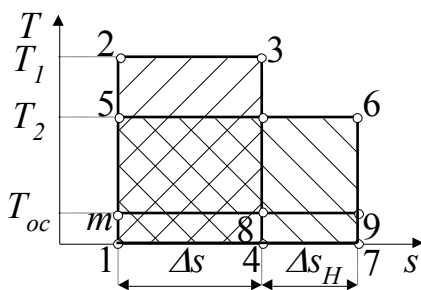


Рис. 3.9

Пусть (рис. 3.9) теплота  $q$  передается от тела с температурой  $T_1$  к телу с температурой  $T_2$ . Переданная теплота характеризуется одинаковыми площадями в  $T-s$ - диаграмме:

$q = \text{Площ. } 1-2-3-4 = \text{Площ. } 1-5-6-7$ . Эксергия теплоты уменьшилась ( $\text{Площ. } m-5-6-9 < \text{Площ. } m-2-3-8$ ) на величину потерянной эксергии ( $\text{Площ. } 4-8-9-7$ ).

Таким образом, потеря эксергии составляет

$$\Delta ex_{nom} = T_{oc}\Delta s_H, \quad (3.15)$$

где  $\Delta s_H$  – увеличение энтропии от необратимости процесса теплообмена.

Уравнение (3.15), которое называют уравнением Гюи - Стодолы, имеет важное значение, т.к. характеризует потерю эксергии любых необратимых процессов.

### 3.6. Эксергия потока рабочего тела

Рабочее тело, или поток рабочего тела, с параметрами  $p$  и  $T$ , отличными от параметров окружающей среды  $p_{oc}$  и  $T_{oc}$ , обладает эксергией.

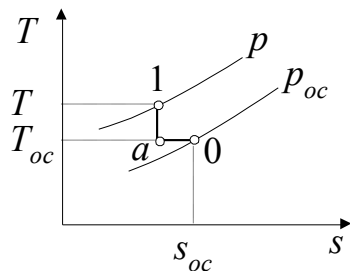


Рис. 3.10

Эксергией потока рабочего тела с параметрами  $p$  и  $T$  называют максимальную работу, которую можно получить от потока в процессе его обратимого перехода в состояние равновесия с окружающей средой.

Обратимый переход из состояния 1 (рис. 3.10) в состояние 0 состоит из адиабатного (1-а) и изотермического (а – 0) процессов расширения рабочего тела до состояния равновесия с окружающей средой.

Следовательно, эксергия потока рабочего тела

$$ex = l_{\max} = l_{1-a} + l_{a-0}. \quad (3.16)$$

Вычисляя работы на этих участках, имеем

$$l_{1-a} = h_1 - h_a, \quad (3.17)$$

$$l_{a-0} = q - \Delta h = T_{oc}(s_{oc} - s_a) - (h_{oc} - h_a). \quad (3.18)$$

Подстановка (3.17) и (3.18) в (3.16) дает

$$ex = h_1 - h_{oc} - T_{oc}(s_1 - s_{oc})$$

или в более общем виде

$$ex = h - h_{oc} - T_{oc}(s - s_{oc}), \quad (3.19)$$

где  $h$  и  $s$  – параметры рабочего тела при  $p$  и  $T$ ;

$h_{oc}$  и  $s_{oc}$  – параметры рабочего тела при  $p_{oc}$  и  $T_{oc}$ .

### 3.7. Связь работы обратимого процесса с эксергией.

#### Потеря эксергии реальных процессов

Для обратимого процесса расширения рабочего тела 1-2 (рис. 3.11) можно записать следующие уравнения:

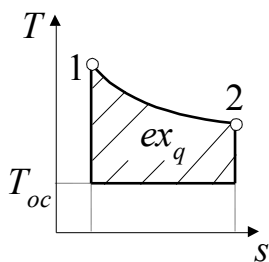


Рис. 3.11

$$l = q - (h_2 - h_1), \quad (3.20)$$

$$ex_1 = (h_1 - h_{oc}) - T_{oc}(s_1 - s_{oc}), \quad (3.21)$$

$$ex_2 = (h_2 - h_{oc}) - T_{oc}(s_2 - s_{oc}). \quad (3.22)$$

Совместное их решение дает формулу

$$l = ex_1 - ex_2 + ex_q, \quad (3.23)$$

согласно которой работа любого обратимого процесса

определяется значениями эксергий начального и конечного состояний и эксергией теплоты процесса.

Реальные процессы необратимы. В процессах *расширения* получается меньшая работа ( $l_\delta < l$ ). Разность работ обратимого ( $l$ ) и необратимого ( $l_\delta$ ) процессов представляет собой потерю эксергии

$$l - l_\delta = \Delta ex_{nom} = (ex_1 - ex_2 + ex_q) - l_\delta. \quad (3.24)$$

Для процессов *расширения* и *сжатия* справедливо выражение

$$\Delta ex_{nom} = (ex_1 - ex_2 \pm ex_q) \mp l_\delta. \quad (3.25)$$

Формулы (3.12), (3.19), (3.25) лежат в основе эксергетического анализа процессов и циклов тепловых двигателей и аппаратов.

### 3.8. Эксергетический КПД

Эксергетический КПД теплового двигателя или аппарата учитывает все потери данного устройства и рассчитывается по формуле

$$\eta_{экс} = \frac{\text{отведенная эксергия}}{\text{подведенная эксергия}} = \frac{ex_{отв}}{ex_{подв}}, \quad (3.26)$$

где  $ex_{подв}$  – затраченная энергия, полностью превратимая в другие виды энергии,  $ex_{отв}$  – полученная (полезная) энергия.

Разность между ними представляет собой потерю эксергии

$$ex_{подв} - ex_{отв} = ex_{ном}. \quad (3.27)$$

С учетом выражения (3.27) формулу (3.26) можно представить в следующем виде:

$$\eta_{экс} = 1 - \frac{\Delta ex_{ном}}{ex_{подв}}, \quad (0 < \eta_{экс} \leq 1). \quad (3.28)$$

Эксергетический КПД является характеристикой термодинамического совершенства реальных процессов и циклов, протекающих в энергетическом оборудовании.

### 3.9. Методические указания

1. Теплота и работа представляют собой формы передачи энергии и могут переходить друг в друга. Работа (механическая энергия) полностью превращается в теплоту. Теплоту же полностью превратить в механическую энергию нельзя. На вопрос, «какую часть теплоты можно превратить в работу?», дает ответ второй закон термодинамики. Этот закон также определяет направление естественных процессов (формулировки Клазиуса, Больцмана) и характеризует качественную сторону процессов преобразования теплоты в работу. Показателем качества тепла является эксергия.

В отличие от первого закона термодинамики, являющегося абсолютным законом природы, справедливым как для макромира, так и для микромира, второй закон термодинамики получен на основании опыта для макросистем в



условиях Земли и не может произвольно распространяться как на бесконечную Вселенную, так и на микромир.

2. Обратите внимание: для обратимого цикла Карно температура горячего источника ( $T_{cu}$ ) и температура подвода теплоты к рабочему телу ( $T_1$ ) совпадают -  $T_{cu} = T_1$ ; температура холодного источника ( $T_{xu}$ ) и температура отвода теплоты от рабочего тела ( $T_2$ ) совпадают -  $T_{xu} = T_2$ . Следовательно, процессы теплообмена между рабочим телом и источниками тепла – внешне обратимые.

Адиабатные процессы сжатия и расширения рабочего тела – внутренне обратимые (без трения).

В реальных циклах все эти процессы необратимы.

### 3.10. Вопросы и задачи

1. В чем суть известной в философии концепции “тепловой смерти Вселенной” с позиций второго закона термодинамики?

2. Назовите известные Вам формулировки второго закона термодинамики и запишите его математическое выражение для обратимых и необратимых процессов.

3. Что такое эксергия? Можно ли утверждать, что потеря эксергии определяет уменьшение работоспособности термодинамической системы?

4. Дайте понятия термического и эксергетического КПД. Могут ли эти КПД быть равными единице, и при каких условиях?

5. Чтобы испарить 1 кг кипящей воды при давлении 760 мм рт. ст., необходимо подвести 2257 кДж/кг теплоты. Рассчитайте изменение энтропии в этом процессе. Какова эксергия подводимой теплоты, если температура окружающей среды равна 20 °С?

6. В паровом котле теплота в количестве 1000 МВт передается от дымовых газов с температурой 2000 °С к воде и водяному пару со средней температурой 350 °С. Рассчитайте потерю эксергии, если температура окружающей среды равна 0 °С.

7. Для цикла Карно известны: температура подвода тепла 500 °С, температура отвода тепла 20 °С, работа цикла  $l = 820$  кДж/кг. Рассчитайте подводимую теплоту ( $q_1$ ) и изменение энтропии в цикле ( $\Delta s$ ).

### 3.11. Ответы

4. Термический КПД - характеристика обратимых циклов. Он не может быть равным 1, т.к. невозможно всю подводимую теплоту превратить в работу.

Эксергетический КПД характеризует степень необратимости реальных процессов и циклов, и он может быть равен 1 для обратимых процессов и циклов.

5.  $\Delta s = 6,05$  кДж/(кг·К),  $ex_q = 484,1$  кДж/кг. 6.  $\Delta ex_{nom} = 318,1$  кДж/кг.

7.  $q_1 = 1320$  кДж/кг,  $\Delta s = 1,708$  кДж/(кг·К).

## 4. ПАРАМЕТРЫ И ПРОЦЕССЫ ИДЕАЛЬНЫХ ГАЗОВ И ИХ СМЕСЕЙ

### 4.1. Расчет калорических параметров

Внутренняя энергия ( $u$ ), энтальпия ( $h$ ), энтропия ( $s$ ) являются *калорическими* параметрами и рассчитываются по формулам через термические параметры  $p$ ,  $v$ ,  $T$ . Расчетные формулы могут быть получены на основании дифференциальных связей термодинамики:

$$du = c_v dT + \left[ T \left( \frac{\partial p}{\partial T} \right)_v - p \right] dv, \quad (4.1)$$

$$dh = c_p dT + \left[ -T \left( \frac{\partial v}{\partial T} \right)_p + v \right] dp, \quad (4.2)$$

$$ds = c_v \frac{dT}{T} + \left( \frac{\partial p}{\partial T} \right)_v dv, \quad (4.3)$$

$$ds = c_p \frac{dT}{T} - \left( \frac{\partial v}{\partial T} \right)_p dp, \quad (4.4)$$

которые, в свою очередь, получены на основании первого и второго законов термодинамики.

#### 4.1.1. Внутренняя энергия, энтальпия

Из выражений (4.1) при  $v = \text{const}$  и из (4.2) при  $p = \text{const}$  следует

$$\left( \frac{\partial u}{\partial T} \right)_v = c_v, \quad \left( \frac{\partial h}{\partial T} \right)_p = c_p.$$

Для идеального газа внутренняя энергия и энтальпия являются функциями только температуры:

$$u = f(T), \quad h = f(T),$$

поэтому

$$du = c_v dT, \quad u = \int_{T_0}^T c_v dT, \quad (4.5)$$

$$dh = c_p dT, \quad h = \int_{T_0}^T c_p dT, \quad (4.6)$$

где  $T_0$  – температура начала отсчета внутренней энергии и энтальпии.

По формулам (4.5) и (4.6) с учетом зависимости теплоемкости от температуры рассчитаны значения  $u$  и  $h$  для различных газов и представлены в таблицах термодинамических свойств газов [7].

Изменение внутренней энергии  $\Delta u = \int_{T_1}^{T_2} c_v dT$  и энтальпии  $\Delta h = \int_{T_1}^{T_2} c_p dT$  в

произвольном процессе 1-2 можно рассчитать следующим образом:

– через табличные значения параметров:

$$\Delta u = u_2 - u_1, \quad (4.7)$$

$$\Delta h = h_2 - h_1; \quad (4.8)$$

– через средние теплоемкости в данном интервале температур ( $t_1-t_2$ ):

$$\Delta u = c_{vm}(t_2 - t_1), \quad (4.9)$$

$$\Delta h = c_{pm}(t_2 - t_1); \quad (4.10)$$

– через табличные теплоемкости:

$$\Delta u = c_{vm} \Big|_0^{t_2} \cdot t_2 - c_{vm} \Big|_0^{t_1} \cdot t_1, \quad (4.11)$$

$$\Delta h = c_{pm} \Big|_0^{t_2} \cdot t_2 - c_{pm} \Big|_0^{t_1} \cdot t_1. \quad (4.12)$$

– при постоянной теплоемкости, без учета ее зависимости от температуры:

$$\Delta u = c_v(t_2 - t_1), \quad (4.13)$$

$$\Delta h = c_p(t_2 - t_1); \quad (4.14)$$

– с использованием формул типа  $c(T) = a + bT + dT^2 + \dots$ :

$$\Delta u = \int_{T_1}^{T_2} c_v(T) dT, \quad (4.15)$$

$$\Delta h = \int_{T_1}^{T_2} c_p(T) dT. \quad (4.16)$$

#### 4.1.2. Энтропия

Совместное решение (4.3) и (4.4) с уравнением состояния идеального газа  $pv = RT$  дает

$$ds = c_v dT/T + R dv/v, \quad ds = c_p dT/T - R dp/p.$$

Интегрируя эти выражения, получаем

$$s = \int_{T_0}^T c_v dT/T + R \ln(v/v_0), \quad (4.17)$$

$$s = \int_{T_0}^T c_p dT/T - R \ln(p/p_0), \quad (4.18)$$

где  $T_0, p_0, v_0$  – параметры начала отсчета энтропии.

Интеграл  $\int_{T_0}^T c_p dT / T = s^0 = f(T)$  представляет собой часть энтропии, зависящую только от температуры. Значения  $s^0 = f(t)$  для различных газов приведены в таблицах [7]. Тогда энтропию можно рассчитать по формуле

$$s = s^0 - R \ln(p / p_0), \quad (4.19)$$

где  $p_0 = 1$  бар,  $p/p_0$  – относительное давление (безразмерная величина).

*Изменение энтропии* ( $\Delta s$ ) в произвольном процессе 1-2 можно рассчитать следующим образом:

– через табличные значения  $s^0$

$$\Delta s = s_2^0 - s_1^0 - R \ln(p_2 / p_1); \quad (4.20)$$

– через средние теплоемкости в данном интервале температур ( $T_1$ - $T_2$ )

$$\Delta s = c_{vm} \ln(T_2 / T_1) + R \ln(v_2 / v_1), \quad (4.21)$$

$$\Delta s = c_{pm} \ln(T_2 / T_1) - R \ln(p_2 / p_1); \quad (4.22)$$

– при постоянной теплоемкости формулы аналогичны (4.21) и (4.22);

– при переменной теплоемкости с использованием формул типа  $c(T) = a + bT + dT^2 + \dots$ :

$$\Delta s = \int_{T_1}^{T_2} c_v(T) dT / T + R \ln(v_2 / v_1), \quad (4.23)$$

$$\Delta s = \int_{T_1}^{T_2} c_p(T) dT / T - R \ln(p_2 / p_1). \quad (4.24)$$

Приведенные расчетные формулы справедливы для любых процессов (изохорных, изобарных и т.д.), т.к. изменение параметров не зависит от характера процесса.

Калорические параметры смесей идеальных газов рассчитываются по формулам вида:

$$h = \sum_{i=1}^n g_i h_i, \text{ Дж/кг}, \quad (4.25)$$

$$u = \sum_{i=1}^n g_i u_i, \text{ Дж/кг}, \quad (4.26)$$

$$s = s^0 - R \ln(p / p_0), \quad s^0 = \sum_{i=1}^n g_i s_i^0, \quad \text{Дж/(кг·К)}. \quad (4.27)$$

## 4.2. Расчет процессов идеального газа

Все многообразие процессов можно разделить на следующие группы: изохорные, изобарные, изотермические, адиабатные, политропные.

Цель расчета процесса - определение параметров в начальном и конечном состояниях, а также теплоты и работы процесса. Расчет процессов, как правило, сопровождается графическим представлением их в  $p$ - $v$ - и  $T$ - $s$ - диаграммах (рис. 4.1, рис. 4.2).

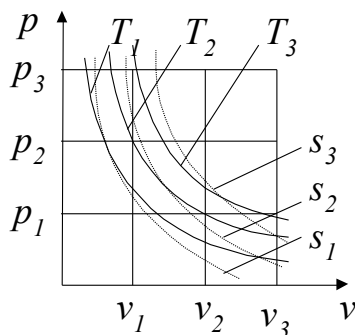


Рис. 4.1

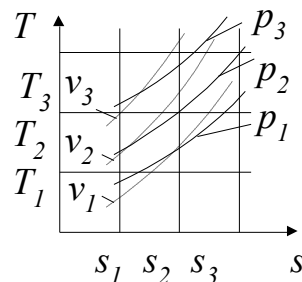


Рис. 4.2

*Изобары* в  $T$ - $s$ - диаграмме располагаются эквидистантно между собой и с увеличением давления смещаются влево; построены на основании уравнения (4.18).

*Изохоры* в  $T$ - $s$ - диаграмме располагаются также эквидистантно между собой и с увеличением объема смещаются вправо; для построения изохор использовалась формула (4.17).

*Изотермы* в  $p$ - $v$ - диаграмме представляют собой симметричные гиперболы, отражающие связь между  $p$  и  $v$  в изотермическом процессе

$$pv = const. \quad (4.28)$$

Адиабаты (изоэнтропы) в  $p$ - $v$ - диаграмме - несимметричные гиперболы, отражающие связь между давлением и объемом в адиабатном обратимом процессе,

$$pv^k = const \quad (4.29)$$

располагаются круче изотерм, т.к. показатель адиабаты  $k > 1$ .

#### 4.2.1. Изобарный процесс

Дано: параметры начального состояния  $p_1, v_1$ , удельный объем конечного состояния  $v_2$ .

Определить: недостающие термические параметры  $T_1$  и  $T_2$ , работу и теплоту процесса ( $w, l, q$ ).

Изобарный процесс, построенный на основании исходных данных  $(p_1, v_1, v_2)$ , в  $p$ - $v$ - и  $T$ - $s$ - диаграммах представлен на рис. 4.3 и 4.4.

Из уравнения состояния для точки 1 определяется температура  $T_1$ :

$$p_1 v_1 = RT_1 \rightarrow T_1.$$

Сравнение уравнений состояния для точек 1 и 2 при условии  $p_1 = p_2 = p = const$

$$p v_1 = RT_1, \quad p v_2 = RT_2$$

дает связь между  $v$  и  $T$  в изобарном процессе:

$$v_2 / v_1 = T_2 / T_1, \quad (4.30)$$

из которой можно определить искомую температуру  $T_2$ .

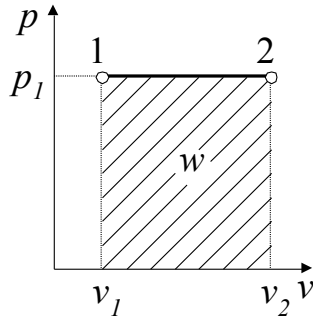


Рис. 4.3

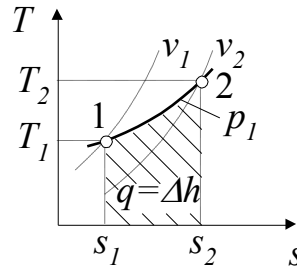


Рис. 4.4

Формулы для расчета работы и теплоты изобарного процесса легко получить на основании уравнений

$$w = \int_{v_1}^{v_2} p dv, \quad l = - \int_{p_1}^{p_2} v dp, \quad q = \Delta h + l.$$

Отсюда при  $p = \text{const}$  имеем

$$w = p(v_2 - v_1), \quad (4.31)$$

$$l = 0, \quad (4.32)$$

$$q = \Delta h. \quad (4.33)$$

Работа и теплота изобарного процесса в диаграммах представлены заштрихованными площадями. Работа положительна ( $w > 0$ ), т.к.  $v_2 > v_1$ , теплота подводится ( $q > 0$ ), поскольку  $s_2 > s_1$ .

Из  $T$ - $s$ - диаграммы следует: изменение энтальпии ( $\Delta h$ ) любого процесса, осуществляемого в интервале температур  $T_1 - T_2$ , характеризуется площадью под *изобарой* в этом интервале температур.

#### 4.2.2. Изохорный процесс

Дано: параметры начального состояния  $p_1, v_1$ , давление конечного состояния  $p_2$  ( $p_2 > p_1$ ).

Определить: недостающие термические параметры  $T_1$  и  $T_2$ , работу и теплоту процесса ( $w, l, q$ ).

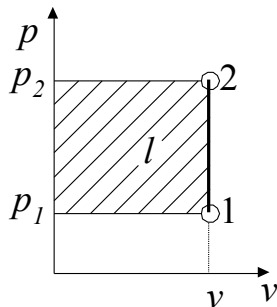


Рис. 4.5

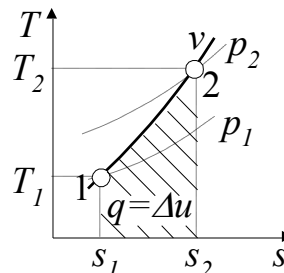


Рис. 4.6

Изохорный процесс, построенный на основании исходных данных  $(p_1, v_1, p_2)$  в диаграммах  $p-v$  и  $T-s$ , представлен на рис. 4.5 и 4.6.

Из уравнения состояния для точки 1 определяется температура  $T_1 = p_1 v_1 / R$ . Сравнение уравнений состояния для точек 1 и 2 при условии  $v_1 = v_2 = v = \text{const}$  ( $p_1 v = RT_1, p_2 v = RT_2$ ) дает связь между давлением и температурой в изохорном процессе:

$$p_2 / p_1 = T_2 / T_1, \quad (4.34)$$

из которой можно рассчитать температуру  $T_2$ .

Формулы для расчета работы и теплоты изохорного процесса получены на основании уравнений:

$$w = \int_{v_1}^{v_2} p dv, \quad l = - \int_{p_1}^{p_2} v dp, \quad q = \Delta u + w.$$

При  $v = \text{const}$  получаем

$$w = 0, \quad (4.35)$$

$$l = v(p_1 - p_2), \quad (4.36)$$

$$q = \Delta u. \quad (4.37)$$

Работа и теплота изохорного процесса в  $p-v$ - и  $T-s$ - диаграммах представлена заштрихованными площадями. Работа затрачивается ( $l < 0$ ), т.к.  $p_2 > p_1$ , теплота подводится ( $q > 0$ ), поскольку  $s_2 > s_1$ .

Из  $T-s$ - диаграммы следует: изменение внутренней энергии ( $\Delta u$ ) любого процесса, осуществляемого в интервале температур  $T_1-T_2$ , характеризуется площадью под *изохорой* в этом интервале температур.

### 4.2.3. Изотермический процесс

Дано: параметры начального состояния  $p_1, v_1$ , давление конечного состояния  $p_2$  ( $p_2 > p_1$ ).

Определить: недостающие термические параметры  $T_1$  и  $v_2$ , работу и теплоту процесса ( $w, l, q$ ).

Изотермический процесс, построенный на основании исходных данных  $(p_1, v_1, p_2)$  в диаграммах  $p-v$  и  $T-s$ , представлен на рис. 4.7 и 4.8.

Из уравнения состояния для точки 1 определяется температура  $T = p_1 v_1 / R$ . Сравнение уравнений состояния для точек 1 и 2 при условии  $T_1 = T_2 = T = \text{const}$  ( $p_1 v_1 = RT, p_2 v_2 = RT$ ) дает связь между давлением и объемом в изотермическом процессе:

$$p_2 / p_1 = v_1 / v_2, \quad (4.38)$$

из которой можно определить удельный объем  $v_2$ .

Формулы для расчета работы и теплоты изотермического процесса получены на основании уравнений:

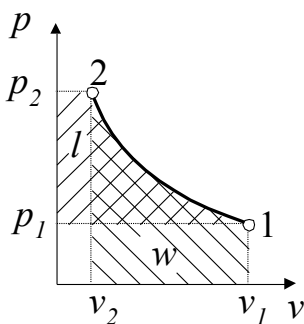


Рис. 4.7

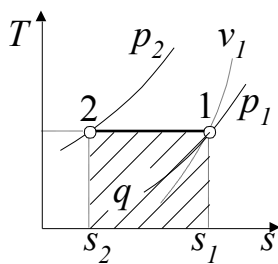


Рис. 4.8

$$q = \int_{s_1}^{s_2} T ds, \quad q = \Delta u + w, \quad q = \Delta h + l.$$

Для идеального газа при  $T = \text{const}$  имеем

$$\Delta u = 0, \quad \Delta h = 0, \quad q = T(s_2 - s_1), \quad (4.39)$$

$$q = w = l, \quad (4.40)$$

$$\Delta s = R \ln(v_2 / v_1) = -R \ln(p_2 / p_1).$$

Для расчета теплоты (работы) изотермического процесса можно использовать формулы

$$q = RT \ln(v_2 / v_1), \quad (4.41)$$

$$q = RT \ln(p_1 / p_2). \quad (4.42)$$

Работа и теплота изотермического процесса в  $p$ - $v$ - и  $T$ - $s$ - диаграммах представлена заштрихованными площадями. Равенство работ  $w$  и  $l$  подтверждается симметрией изотермы относительно осей координат. Работа процесса  $w < 0$ , т.к.  $v_2 < v_1$ ; работа  $l < 0$ , поскольку  $p_2 > p_1$ ; теплота отводится ( $q < 0$ ), т.к.  $s_2 < s_1$ .

#### 4.2.4. Адиабатный процесс

*Адиабатным* называется процесс, который протекает без теплообмена с окружающей средой ( $dq = 0$ ).

В *обратимых* адиабатных процессах энтропия не изменяется ( $ds = 0$ ,  $s = \text{const}$ ), в необратимых - энтропия увеличивается ( $ds > 0$ ).

Уравнение обратимого адиабатного процесса имеет вид

$$pv^k = \text{const}, \quad (4.43)$$

где  $k$  – показатель адиабаты.

Для идеального газа

$$k = \frac{c_p}{c_v} = \frac{\mu c_p}{\mu c_v} = \frac{\mu c_v + R_\mu}{\mu c_v} = 1 + \frac{R_\mu}{\mu c_v}. \quad (4.44)$$

Для *одноатомного идеального газа* показатель адиабаты не зависит от температуры:

$$k = 1 + 8,314 / 12,48 = 1,67 = \text{const}.$$

Для двух-, трех- и многоатомных идеальных газов  $k = f(T)$ , т.к. теплоемкость  $\mu c_v = f(T)$ . С увеличением температуры показатель адиабаты убывает.

Если принять теплоемкость постоянной в соответствии молекулярно-кинетической теорией газов, то для *двухатомных* газов

$$k = 1 + 8,314 / 20,8 = 1,4,$$

для трех- и многоатомных газов:

$$k = 1 + 8,314 / 29,1 = 1,29.$$



Расчет адиабатных процессов двух-, трех- и многоатомных газов при значениях показателя адиабаты 1,4; 1,29 является приближенным, т.к. не учитывает зависимость теплоемкости от температуры.

Совместное решение (4.43) с уравнением состояния идеального газа  $p\nu = RT$  дает следующие связи параметров:

$$T / p^{\frac{k-1}{k}} = const, \quad (4.45)$$

$$T\nu^{k-1} = const. \quad (4.46)$$

Для адиабатного процесса 1-2, в котором параметры изменяются от  $p_1, \nu_1, T_1$  до  $p_2, \nu_2, T_2$ , на основании уравнений (4.43), (4.45), (4.46) можно получить следующие соотношения между параметрами:

$$p_2 / p_1 = (\nu_1 / \nu_2)^k, \quad (4.47)$$

$$T_2 / T_1 = (p_2 / p_1)^{\frac{k-1}{k}}, \quad (4.48)$$

$$T_2 / T_1 = (\nu_1 / \nu_2)^{k-1}. \quad (4.49)$$

Совместное решение уравнений

$$w = \int_{\nu_1}^{\nu_2} p d\nu, \quad l = - \int_{p_1}^{p_2} \nu dp, \quad p\nu^k = p_1\nu_1^k$$

позволяет получить расчетные формулы для работы адиабатного процесса 1-2:

$$w = \frac{1}{k-1} (p_1\nu_1 - p_2\nu_2), \quad (4.50)$$

$$l = \frac{k}{k-1} (p_1\nu_1 - p_2\nu_2) = kw. \quad (4.51)$$

С учетом уравнения состояния  $p\nu = RT$ , а также соотношения (4.48) формулу (4.50) можно представить следующим образом:

$$w = \frac{1}{k-1} R(T_1 - T_2), \quad (4.52)$$

$$w = \frac{RT_1}{k-1} \left[ 1 - (p_2 / p_1)^{\frac{k-1}{k}} \right]. \quad (4.53)$$

По формулам (4.46) - (4.53) производят расчеты адиабатных процессов *одноатомного* идеального газа и приближенные расчеты двух-, трех- и многоатомных газов при значениях  $k = 1,4, k = 1,29$ .

Расчет адиабатных процессов с учетом зависимости  $k = f(T)$  по выше-приведенным формулам прост, если известны температуры  $T_1$  и  $T_2$ . В противном случае используется метод последовательных приближений, что значительно усложняет расчет.

Более простым является табличный метод расчета адиабатного процесса идеального газа с учетом зависимости теплоемкости от температуры. В основе расчета лежат следующие уравнения:

$$v_2 / v_1 = \Theta_{02} / \Theta_{01}, \quad (4.54)$$

$$p_2 / p_1 = \pi_{02} / \pi_{01}, \quad (4.55)$$

$$w = u_1 - u_2, \quad (4.56)$$

$$l = h_1 - h_2. \quad (4.57)$$

Здесь  $\Theta_0 = f_1(T)$ ,  $\pi_0 = f_2(T)$  - безразмерные величины, приведенные в таблицах термодинамических свойств газов [7],  $h$ ,  $u$  - табличные значения параметров.

Обратимый адиабатный процесс сжатия идеального газа, построенный по исходным параметрам  $p_1, T_1, p_2$  в  $p$ - $v$ - и  $T$ - $s$ - диаграммах, представлен на рис.4.9 и 4.10.

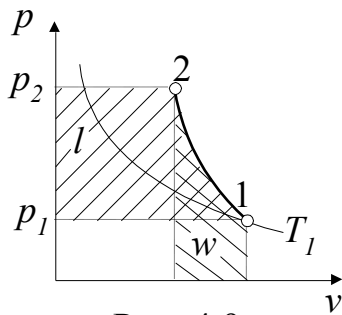


Рис. 4.9

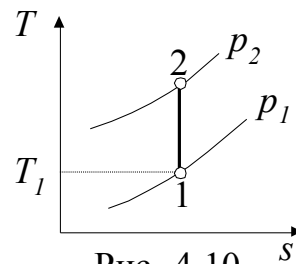


Рис. 4.10

В  $p$ - $v$ - диаграмме адиабата - несимметричная гиперболола располагается круче изотермы, в  $T$ - $s$ - диаграмме – изоэнтропа ( $s = \text{const}, q = 0$ ).

Необратимые адиабатные процессы (1-2 $\delta$ ), протекающие с увеличением энтропии, показаны на рис. 4.11, 4.12.

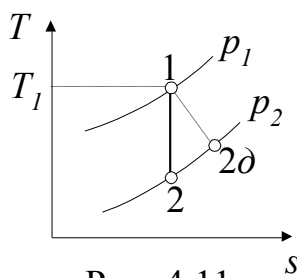


Рис. 4.11

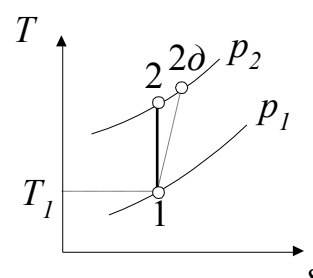


Рис. 4.12

Работа необратимого адиабатного расширения (рис.4.11) равна

$$l_{\delta} = h_1 - h_{2\delta},$$

и она меньше работы обратимого процесса, вычисляемого по формуле

$$l = h_1 - h_2.$$

Напротив, работа необратимого адиабатного сжатия (рис. 4.12), равная

$$l_{\delta} = h_{2\delta} - h_1,$$

больше работы обратимого процесса

$$l = h_2 - h_1.$$

#### 4.2.5. Политропные процессы

Политропные процессы описываются уравнением

$$pv^n = const, \quad (4.58)$$

где  $n$  – показатель политропы, который не зависит от температуры ( $n = const$ ) и изменяется в пределах от  $-\infty$  до  $\infty$ .

Внешняя схожесть уравнений (4.43) и (4.58) позволяет записать расчетные формулы политропного процесса, аналогичные адиабатному:

$$p_2 / p_1 = (v_1 / v_2)^n, \quad (4.59)$$

$$T_2 / T_1 = (p_2 / p_1)^{\frac{n-1}{n}}, \quad (4.60)$$

$$T_2 / T_1 = (v_1 / v_2)^{n-1}, \quad (4.61)$$

$$w = \frac{1}{n-1} (p_1 v_1 - p_2 v_2), \quad (4.62)$$

$$w = \frac{1}{n-1} R(T_1 - T_2), \quad (4.63)$$

$$w = \frac{RT_1}{n-1} \left[ 1 - (p_2 / p_1)^{\frac{n-1}{n}} \right], \quad (4.64)$$

$$l = nw. \quad (4.65)$$

Теплота политропного процесса рассчитывается по уравнению

$$q = c_n (T_2 - T_1), \quad c_n = c_v \frac{n-k}{n-1}, \quad (4.66)$$

где  $c_n$  – теплоемкость политропного процесса.

Все многообразие процессов можно описать политропой с показателем  $-\infty < n < \infty$ . Изохорный, изобарный, изотермический, адиабатный процессы являются частным случаем политропных процессов с определенным показателем  $n$ . Подставляя конкретные его значения в формулы (4.58) и (4.66), можно доказать, что при:

$n = 0$ :  $c_n = c_p$ ,  $p = const$  – процесс изобарный;

$n = 1$ :  $c_n = \infty$ ,  $pv = const$  – процесс изотермический;

$n = k$ :  $c_n = 0$ ,  $pv^k = const$  – процесс адиабатный;

$n = \pm\infty$ :  $c_n = c_v$ ,  $v = const$  – процесс изохорный.

На рис. 4.13 и 4.14 в  $p$ - $v$ - и  $T$ - $s$ - диаграммах представлено все множество политропных процессов с показателем  $n$ , изменяющихся от  $-\infty$  до  $\infty$ .

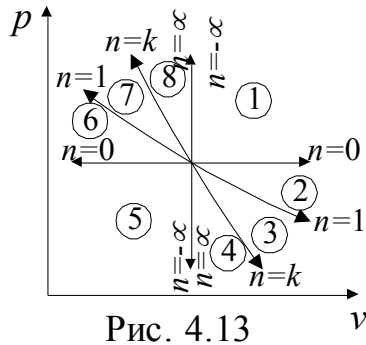


Рис. 4.13

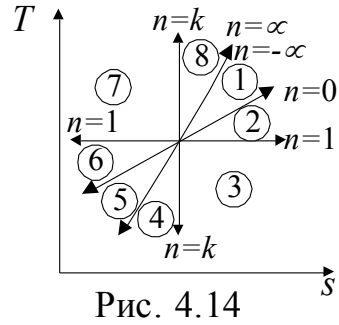


Рис. 4.14

Можно выделить следующие группы процессов:

1. Процессы расширения ( $dv > 0, dw > 0$ )- области 1, 2, 3, 4.
2. Процессы сжатия ( $dv < 0, dw < 0$ ) – области 5, 6, 7, 8.
3. Процессы подвода теплоты ( $ds > 0, dq > 0$ ) – области 8, 1, 2, 3.
4. Процессы отвода теплоты ( $ds < 0, dq < 0$ ) - области 4, 5, 6, 7.
5. Процессы, протекающие с увеличением температуры ( $dT > 0, du > 0, dh > 0$ ) - области 7, 8, 1, 2.
6. Процессы, протекающие с уменьшением температуры ( $dT < 0, du < 0, dh < 0$ ) - области 3, 4, 5, 6.
7. Процессы с отрицательной теплоемкостью ( $c_n < 0, 1 < n < k$ ) - области 3, 7.

В области 3 при подводе теплоты ( $dq > 0$ ) температура, внутренняя энергия, энтальпия уменьшаются ( $dT < 0, du < 0, dh < 0$ ). В области 7 при отводе теплоты ( $dq < 0$ ) температура, внутренняя энергия, энтальпия увеличиваются ( $dT > 0, du > 0, dh > 0$ ). Это может быть только при отрицательной теплоемкости. В процессах с отрицательной теплоемкостью  $|w| > |q|$ , поэтому на производство работы при расширении тратится не только подводимая теплота, но и часть внутренней энергии рабочего тела, а затрачиваемая работа на сжатие компенсирует не только отводимую теплоту, но и повышает внутреннюю энергию рабочего тела.

При изображении политропных процессов в диаграммах  $p-v$  и  $T-s$  необходимо определить область, к которой они принадлежат, путем сравнения показателя политропы с  $n = k, n = 1$  и т.д.

Политропный процесс газа с показателем  $1 < n < k$ , построенный по исходным параметрам  $p_1, t_1, p_2$  ( $p_2 > p_1$ ) в  $p-v$ - и  $T-s$ - диаграммах представлен на рис. 4.15 и 4.16.

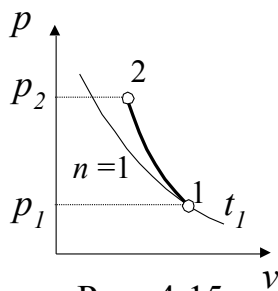


Рис. 4.15

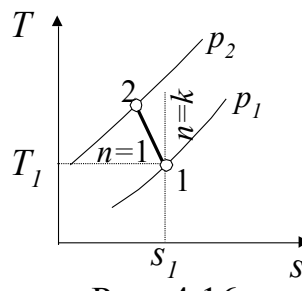


Рис. 4.16

В  $p$ - $v$ - диаграмме политропа – несимметричная гипербола, которая располагается круче изотермы, т.к.  $n > 1$ .

В  $T$ - $s$ - диаграмме политропа - логарифмическая кривая, которая располагается между изотермой и изоэнтропой, т.к.  $1 < n < k$ .

### 4.3. Методические указания

При расчетах изменения калорических параметров ( $\Delta u$ ,  $\Delta h$ ,  $\Delta s$ ), теплоты и работы в процессах идеального газа в одних случаях допускается подставлять температуру как в градусах Цельсия, так и в градусах Кельвина, например  $\Delta u = c_v(t_2 - t_1)$ ,  $\Delta u = c_v(T_2 - T_1)$ , в других - только в градусах Кельвина, например

$$\Delta s = c_v \ln(T_2 / T_1) + R \ln(v_2 / v_1) .$$

В одних величинах допускается при записи размерности использовать как градусы Цельсия ( $^{\circ}\text{C}$ ), так и градусы Кельвина (К), например, удельной теплоемкости,

$$c, \text{ Дж}/(\text{кг}^{\circ}\text{C}), \text{ или } c, \text{ Дж}/(\text{кг}\cdot\text{K}),$$

в других - только градусы Кельвина, например, удельной газовой постоянной и энтропии,

$$R, \text{ Дж}/(\text{кг}\cdot\text{K}), \quad s, \text{ Дж}/(\text{кг}\cdot\text{K}).$$

Почему это так?

Дифференцирование связи температур

$$T = t + 273,15$$

дает  $dT = dt$ , т.е. разность температур в абсолютной шкале и в стоградусной шкале одна и та же. Это значит, что цена одного градуса в обеих шкалах одинакова. Следовательно, когда речь идет о разности температур, правомерно использовать любые градусы:

$$c = dq / dT, \quad c = dq / dt, \quad \Delta u = c_v \Delta T, \quad \Delta u = c_v \Delta t .$$

В тех случаях, когда речь идет о температуре или об отношении температур,

$$pv = RT \rightarrow R, \text{ Дж}/(\text{кг}\cdot\text{K}), \quad ds = dq / T,$$

$$\Delta s = c_p \ln(T_2 / T_1) - R \ln(p_2 / p_1), \text{ Дж}/(\text{кг}\cdot\text{K})$$

температура подставляется только в градусах Кельвина.

### 4.4. Задачи

1. При сжатии в компрессоре параметры воздуха изменились от  $p_1 = 1$  бар,  $t_1 = 20^{\circ}\text{C}$ , до  $p_2 = 6$  бар,  $t_2 = 440^{\circ}\text{C}$ . Рассчитайте изменение энтальпии ( $\Delta h$ ), внутренней энергии ( $\Delta u$ ), энтропии ( $\Delta s$ ):

а) используя таблицы термодинамических свойств газов [7]; таблица для воздуха дана в Приложении.

б) при постоянной теплоемкости, принятой согласно молекулярно-кинетической теории газов.

2. Рассчитайте изменение энтальпии воздуха при нагреве его от 0 до 300 °С:

а) используя формулу зависимости теплоемкости от температуры для воздуха

$$\mu c_p = 28,7558 + 0,005721 \cdot t, \text{ кДж}/(\text{кмоль} \cdot ^\circ\text{С});$$

б) используя табличные значения средних теплоемкостей  $c_{pm}$  (см. Приложение).

3. Рассчитайте эксергию потока гелия с параметрами  $p = 6$  бар,  $t = 400$  °С. Параметры окружающей среды:  $t_{oc} = 20$  °С,  $p_{oc} = 1$  бар. Мольная масса гелия  $\mu = 4$  кг/кмоль.

### Решение

Эксергия потока гелия

$$ex = h - h_{oc} - T_{oc}(s - s_{oc}).$$

Поскольку гелий - одноатомный газ, его теплоемкость постоянна и равна:

$$c_v = \frac{\mu c_v}{\mu} = \frac{12,48}{4} = 3,12 \frac{\text{кДж}}{\text{кг} \cdot \text{К}}, \quad c_p = c_v + R = 3,12 + \frac{8,314}{4} = 5,2 \frac{\text{кДж}}{\text{кг} \cdot \text{К}}.$$

Тогда

$$h - h_{oc} = c_p(t - t_{oc}) = 5,2(400 - 20) = 1976 \text{ кДж}/\text{кг},$$

$$s - s_{oc} = c_p \ln(T / T_{oc}) - R \ln(p / p_{oc}) = 5,2 \ln(673 / 293) -$$

$$- (8,314 / 4) \ln(6 / 1) = 0,6 \text{ кДж}/(\text{кг} \cdot \text{К}),$$

$$ex = 1976 - 293 \cdot 0,6 = 1800,2 \text{ кДж}/\text{кг}.$$

Ответ:  $ex = 1800,2$  кДж/кг.

4. Параметры воздуха изменились от  $p_1 = 1$  бар,  $t_1 = 0$  °С до  $t_2 = 200$  °С:

а) в изобарном процессе;

б) в изохорном;

в) в адиабатном;

г) в политропном с показателем  $n = 1,2$ .

Определите для каждого из процессов показатель политропы ( $n$ ), теплоемкость ( $c$ ), изменение энтропии ( $\Delta s$ ), теплоту ( $q$ ). Представьте процессы в  $T$ - $s$ - диаграмме.

Теплоемкость принять постоянной согласно молекулярно-кинетической теории газов.

5. При адиабатном сжатии параметры воздуха изменились от  $p_1 = 1$  бар,  $t_1 = 10$  °С до  $p_2 = 30$  бар.

Определите конечную температуру воздуха для случаев:

а) с учетом зависимости теплоемкости от температуры, используя табличные значения  $\pi_0$ ;

б) без учета зависимости теплоемкости от температуры, приняв ее постоянной, согласно молекулярно-кинетической теории газов.

### Решение

1. Из табл. 2 Приложения для воздуха при  $t_1 = 10^\circ\text{C}$  берется значение  $\pi_{01} = 1,1323$ .

С помощью соотношения (4.55) рассчитывается

$$\pi_{02} = \frac{p_2 \pi_{01}}{p_1} = \frac{30 \cdot 1,1323}{1} = 33,963.$$

По значению  $\pi_{02}$  из таблицы находится  $t_2 = 458,5^\circ\text{C}$ .

2. Температура воздуха рассчитывается по соотношению (4.48) при  $k = 1,4$ :

$$T_2 = T_1 (p_2 / p_1)^{\frac{k-1}{k}} = 283 \cdot 30^{\frac{1,4-1}{1,4}} = 747,9\text{K} = 474,9^\circ\text{C}.$$

Ответ: а)  $t_2 = 458,5^\circ\text{C}$ ; б)  $t_2 = 474,9^\circ\text{C}$ .

## 4.5. Ответы

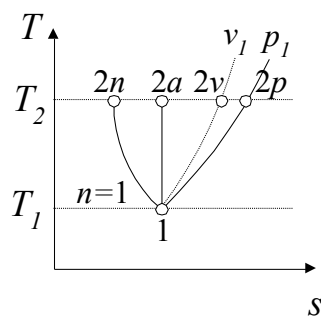
1. а)  $\Delta h = 434$  кДж/кг,  $\Delta u = 313,6$  кДж/кг,  $\Delta s = 0,4$  кДж/(кг·К);

б)  $\Delta h = 420$  кДж/кг,  $\Delta u = 301,1$  кДж/кг,  $\Delta s = 0,376$  кДж/(кг·К).

2. а)  $\Delta h = 306,4$  кДж/кг, б)  $\Delta h = 305,7$  кДж/кг.

4.

Процессы	$n$	$c$ , кДж/(кг·К)	$\Delta s$ , кДж/(кг·К)	$q$ , кДж/кг
Изобарный	0	1	0,55	110
Изохорный	$\infty$	0,72	0,396	79,2
Адиабатный	1,4	0	0	0
Политропный	1,2	-0,72	-0,396	-79,2



T-s- диаграмма

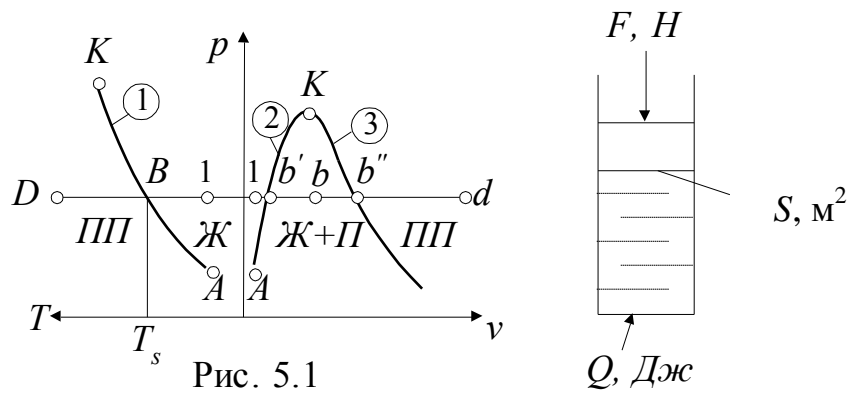
## 5. РЕАЛЬНЫЕ ГАЗЫ И ПАРЫ

Об особенностях реальных газов по сравнению с идеальными, об уравнении состояния и сложности его использования для инженерных расчетов упоминалось в гл. 1.

Настоящая глава посвящена водяному пару, который широко применяется во многих технологических процессах и, прежде всего, в теплоэнергетике, где он является основным рабочим телом.

### 5.1. Фазовая $p$ - $v$ - $T$ -диаграмма воды и водяного пара

Рассматривается процесс получения пара из воды, залитой в цилиндр (рис. 5.1).



Обозначения: **1** - линия парообразования; **2** - линия кипящей жидкости (нижняя пограничная кривая); **3** - линия сухого насыщенного пара (верхняя пограничная кривая); **A** - тройная точка; **K** - критическая точка; **Ж** - жидкость; **П** - сухой насыщенный пар; **ПП** - перегретый пар;  $T_s$  - температура насыщения (температура кипения)

Начальное состояние воды в цилиндре характеризуется давлением  $p_1 = F/S$ ,  $\text{H}/\text{м}^2$ , температурой  $T_1$  (точка 1 на диаграммах  $p$ - $v$  и  $p$ - $T$ ). При подводе тепла  $Q$  вода сначала нагревается до температуры кипения ( $T_s$ ) при  $p_1 = \text{const}$ , затем в процессе кипения при  $T_s = \text{const}$  и  $p_1 = \text{const}$  преобразуется в пар, который при дальнейшем подводе тепла нагревается до температуры  $T > T_s$ .

Обозначения на диаграммах:

1- состояние воды, недогретой до температуры кипения;  $b'(B)$ -кипящая вода ( $T = T_s$ ,  $p = p_1$ );

$b''(B)$  - сухой насыщенный пар ( $T = T_s$ ,  $p = p_1$ ).

*Сухой насыщенный пар* имеет температуру, равную температуре насыщения ( $T_s$ ) при данном давлении.

*Мокрый пар* - точки  $b(B)$  на диаграммах - это смесь кипящей жидкости и сухого насыщенного пара.



*Перегретый пар* - точки  $d(D)$  на диаграммах - имеет температуру выше, чем температура насыщения при данном давлении ( $T > T_s$ ).

*Процесс парообразования* ( $b' - b''$  в  $p-v$ - диаграмме) - является изобарно-изотермическим процессом ( $p_1 = \text{const}$  и  $T_s = \text{const}$ ), в котором кипящая вода преобразуется в сухой насыщенный пар (испарение).

Обратный процесс-переход пара в кипящую жидкость называется *конденсацией*, также является изобарно-изотермическим процессом.

В этих процессах давление и температура взаимосвязаны ( $T_s = f(p)$ ,  $p_s = f(T)$ ), данная связь на  $p-T$ - диаграмме представлена линией парообразования **1**, согласно которой с возрастанием давления ( $p$ ) температура насыщения ( $T_s$ ) увеличивается.

Таким образом, состояния недогретой до температуры кипения воды и перегретого пара характеризуются двумя независимыми термическими параметрами, например,  $p$  и  $T$ ; состояния кипящей воды, мокрого пара, сухого насыщенного пара - одним термическим параметром  $p$  или  $T$ .

*Тройная точка* (состояние  $A$ ) - это одновременное существование твердой, жидкой и паровой фаз. Параметры тройной точки для воды:  $p_A = 611 \text{ Па}$ ,  $t_A = 0,01 \text{ }^\circ\text{C}$ ,  $v_A = 0,001 \text{ м}^3/\text{кг}$ .

*Критическая точка* (состояние  $K$ ) - это одновременное существование жидкой и паровой фаз. Для воды параметры критической точки:  $p_{kp} = 221,15 \text{ бар}$ ,  $t_{kp} = 374,12 \text{ }^\circ\text{C}$ ,  $v_{kp} = 0,003147 \text{ м}^3/\text{кг}$ .

Итак, вода и водяной пар могут находиться в пяти состояниях:

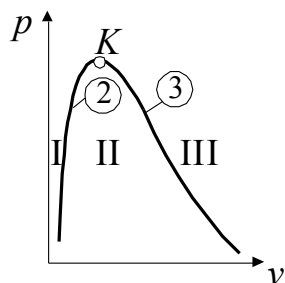


Рис. 5.2

1. Недогретая до температуры кипения вода (область I, рис. 5.2). Параметры обозначаются следующим образом:  $p, T, v, h, u, s$ .

2. Кипящая вода (нижняя пограничная кривая 2). Параметры обозначаются так:  $p, T_s, v', h', u', s'$  или так:  $T, p_s, v', h', u', s'$ .

3. Мокрый пар (область II). Параметры обозначаются таким образом:  $p, T_s, v, h, u, s$  или  $p_s, T, v, h, u, s$ .

4. Сухой насыщенный пар (верхняя пограничная кривая 3). Параметры обозначаются следующим образом:  $p, T_s, v'', h'', u'', s''$  или  $T, p_s, v'', h'', u'', s''$ .

5. Перегретый пар (область III). Параметры обозначаются так:

$$p, T, v, h, u, s.$$

Выше критической точки ( $K$ ) находится область однофазных состояний, в которой нельзя провести четкой границы между жидкостью и паром.

## 5.2. Таблицы термодинамических свойств воды и водяного пара

В практических расчетах для определения параметров воды и водяного пара пользуются таблицами [8]. В них представлены параметры для четырех состояний: недогретой до температуры кипения воды, кипящей воды, сухого насыщенного пара и перегретого пара.

Таблица I

Состояние насыщения (по температурам)

$t$	$p$	$v'$	$v''$	$h'$	$h''$	$r$	$s'$	$s''$
0								
...								
374								

Таблица II

Состояние насыщения (по давлениям)

$p$	$t$	$v'$	$v''$	$h'$	$h''$	$r$	$s'$	$s''$
0,01								
...								
221								

Таблица III

Вода и перегретый пар

$t$	$p = 0,01$			$p = 0,02$			$p = 0,03$			.....	$p = 1000$		
	$v$	$h$	$s$	$v$	$h$	$s$	$v$	$h$	$s$	.....	$v$	$h$	$s$
0													
.....													
800													

В табл. I и II содержатся параметры кипящей воды (обозначены одним штрихом) и сухого насыщенного пара (обозначены двумя штрихами), а также значения теплоты парообразования  $r = h'' - h'$ , кДж/кг.

*Теплота парообразования* - количество тепла, которое необходимо подвести к 1 кг кипящей жидкости, чтобы преобразовать ее в сухой насыщенный пар. Эта же теплота выделяется при конденсации 1 кг сухого насыщенного пара.

В табл. III содержатся параметры ( $v$ ,  $h$ ,  $s$ ) недогретой до температуры кипения воды и перегретого пара.

В таблицах отсутствуют значения внутренней энергии, которая легко рассчитывается по формуле

$$u = h - pv, \text{ кДж/кг}, \quad (5.1)$$

а также параметры мокрого пара, которые рассчитываются по простым формулам.

### 5.3. Расчет параметров мокрого пара

На основе определения мокрого пара можно записать:

$$M_{МП} = M_{Ж} + M_{П}, \quad 1 = M_{Ж} / M_{МП} + M_{П} / M_{МП},$$

где используются безразмерные параметры:  $x = M_{\Pi}/M_{МП}$  - степень сухости (массовая доля пара),  $1-x = M_{Ж}/M_{МП}$  - массовая доля жидкости.

При  $x = 0$ ,  $M_{\Pi} = 0$ ,  $M_{МП} = M_{Ж}$  - состояние кипящей воды.

При  $x = 1$ ,  $M_{\Pi} = M_{МП}$ ,  $M_{Ж} = 0$  - состояние сухого насыщенного пара.

При  $0 < x < 1$  - состояние мокрого пара.

Параметры мокрого пара рассчитываются по формулам для смеси:

$$h = h''x + h'(1-x), \quad (5.2)$$

$$v = v''x + v'(1-x), \quad (5.3)$$

$$s = s''x + s'(1-x). \quad (5.4)$$

Формулы (5.2)-(5.4), записанные относительно  $x$ ,

$$x = (h - h') / (h'' - h'), \quad (5.5)$$

$$x = (v - v') / (v'' - v'), \quad (5.6)$$

$$x = (s - s') / (s'' - s') \quad (5.7)$$

используются для расчета степени сухости, если известны параметры мокрого пара  $h$ ,  $v$  или  $s$ .

#### 5.4. Диаграммы $p-v$ , $T-s$ , $h-s$ воды и водяного пара

На рис. 5.3 - 5.5 изображены диаграммы, которые построены путем переноса численных значений параметров воды и водяного пара, приведенных в таблицах [8], соответственно в  $p-v$ -,  $T-s$ - и  $h-s$ - координаты.

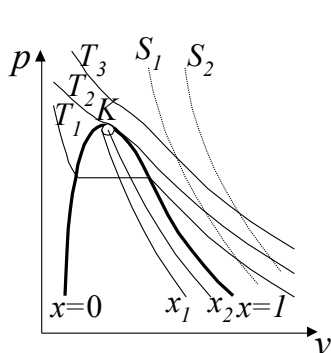


Рис. 5.3

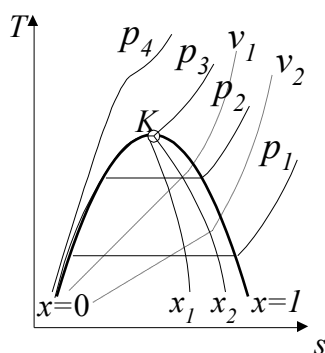


Рис. 5.4

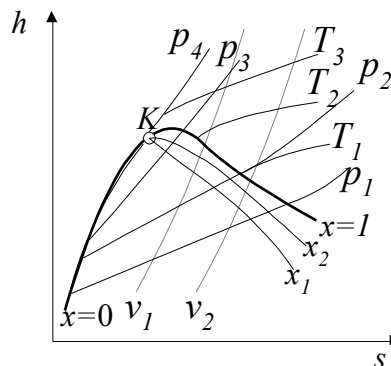


Рис. 5.5

За начало отсчета энтальпии ( $h$ ), энтропии ( $s$ ) приняты параметры тройной точки:  $p = 0,00611$  бар,  $t = 0,01$  °С,  $v = 0,001$  м<sup>3</sup>/кг.

При  $h = 0$ ,  $s = 0$  внутренняя энергия  $u = h - pv = -0,611 \frac{\text{Дж}}{\text{кг}} \cong 0$ .

Во всех диаграммах линии степеней сухости ( $0 < x < 1$ ) построены путем деления изобар в области мокрого пара на 10 (или 20) отрезков. Все линии степеней сухости пересекаются в критической точке.

Изобары и изотермы в области мокрого пара имеют одно направление.

В  $T-s$ - и  $h-s$ - диаграммах изохоры располагаются круче изобар.

В  $T$ - $s$ - и  $h$ - $s$ - диаграммах в области недогретой жидкости изобары имеют направление нижней пограничной кривой, и расположены в непосредственной близости к ней.

Адиабаты в  $p$ - $v$ - диаграмме располагаются круче изотерм.

Диаграмму  $h$ - $s$  называют рабочей, т.к. она исключительно широко используется для определения параметров. При термодинамическом анализе процессов и циклов  $T$ - $s$ - и  $p$ - $v$ - диаграммы чаще всего применяются как иллюстрационные.

## 5.5. Процессы воды и водяного пара

Для анализа работы паровых двигателей, теплообменного оборудования, паровых теплотрансформаторов (холодильных машин, тепловых насосов) существенное значение имеют *изохорный, изобарный, изотермический и адиабатный* процессы. Расчет этих процессов можно выполнить либо с помощью таблиц воды и водяного пара, либо с применением  $h$ - $s$ - диаграммы. Первый способ более точен, второй – отличается простотой и наглядностью.

*Порядок расчета процессов с помощью таблиц воды и водяного пара:*

1. Определяется состояние (одно из пяти) воды или водяного пара в начальной точке путем сравнения исходных данных с табличными.

2. Определяются параметры в начальной точке.

3. Определяется состояние в конечной точке.

4. Определяются параметры конечной точки.

5. Рассчитывается теплота и работа процесса.

6. Дается иллюстрация процесса в  $p$ - $v$ -,  $T$ - $s$ -,  $h$ - $s$ - диаграммах.

При определении состояния в начальной и конечной точках сравнивают исходные параметры с табличными ( $p_s, t_s, v', v'', h', h'', s', s''$ ).

*Для перегретого пара:*

при данном  $p$ :  $t > t_s, v > v'', h > h'', s > s''$ ;

при данной  $t$ :  $p < p_s, v > v'', h > h'', s > s''$ .

*Для недогретой воды:*

при данном  $p$ :  $t < t_s, v < v', h < h', s < s'$ ;

при данной  $t$ :  $p > p_s, v < v', h < h', s < s'$ .

*Для мокрого пара:*

$$t = t_s, p = p_s, v' < v < v'', h' < h < h'', s' < s < s''.$$

*Для кипящей жидкости:*

$$t = t_s, p = p_s, v = v', h = h', s = s'.$$

*Для сухого насыщенного пара:*

$$t = t_s, p = p_s, v = v'', h = h'', s = s''.$$

При использовании  $h$ - $s$ - диаграммы параметры в начальной и конечной точках определяются из диаграммы, рассчитываются теплота и работа процесса. Затем дается изображение процесса во всех диаграммах.

Формулы для расчета теплоты и работы в процессах изменения состояния воды и водяного пара получены на основании соотношений:

$$q = u_2 - u_1 + w, \quad q = h_2 - h_1 + l,$$

$$q = \int_{s_1}^{s_2} T ds, \quad w = \int_{v_1}^{v_2} p dv, \quad l = - \int_{p_1}^{p_2} v dp,$$

и приведены в табл. 5.1.

Таблица 5.1

Процесс	Работа, $w$	Работа, $l$	Теплота, $q$
Изохорный	$w = 0$	$l = v(p_1 - p_2)$	$q = u_2 - u_1$
Изобарный	$w = p(v_2 - v_1)$	$l = 0$	$q = h_2 - h_1$
Изотермический	$w = q - (u_2 - u_1)$	$l = q - (h_2 - h_1)$	$q = T(s_2 - s_1)$
Адиабатный	$w = u_1 - u_2$	$l = h_1 - h_2$	$q = 0$

Особенности расчета изменения параметров, теплоты и работы процессов водяного пара по сравнению с процессами идеального газа состоят в следующем. Для воды и водяного пара:

- не выполняются связи между параметрами, полученные на основе уравнения состояния идеального газа;

- не применима молекулярно-кинетическая теория теплоемкости;

- для изотермического процесса  $w \neq l \neq q$ , т.к.  $h = f(p, T)$ ,

$$u = f(v, T), \quad \Delta h \neq 0, \quad \Delta u \neq 0;$$

- изменение параметров  $\Delta h$ ,  $\Delta u$ ,  $\Delta s$  не рассчитывается по формулам через теплоемкости, а определяется через параметры начальной и конечной точек

$$\Delta h = h_2 - h_1, \quad \Delta u = u_2 - u_1, \quad \Delta s = s_2 - s_1.$$

### 5.5.1. Изохорный процесс

Дано:  $p_1 = 20$  бар,  $v = 0,12$  м<sup>3</sup>/кг,  $p_2 = 3$  бар.

Определить:  $q$ ,  $w$ ,  $l$ .

Расчет процесса с помощью таблиц.

1. При  $p_1 = 20$  бар из табл. II [8] находят  $v'' = 0,09953$  м<sup>3</sup>/кг. Поскольку  $v > v''$ , то начальное состояние – перегретый пар.

Из табл. III определяют параметры  $h_1 = 2976,9$  кДж/кг,  $s_1 = 6,6842$  кДж/(кг·К),  $t_1 = 280$  °С. Внутренняя энергия рассчитывается по формуле

$$u_1 = h_1 - p_1 v = 2976,9 - 20 \cdot 10^2 \cdot 0,12 = 2736,9 \text{ кДж/кг.}$$

2. При  $p_2 = 3$  бар из табл. II находят  $v' = 0,001073$  м<sup>3</sup>/кг и  $v'' = 0,6059$  м<sup>3</sup>/кг. Поскольку  $v' < v < v''$ , конечное состояние - мокрый пар. Рассчитывают степень сухости

$$x = \frac{v - v'}{v'' - v'} = \frac{0,12 - 0,001073}{0,6059 - 0,001073} = 0,197,$$

энтальпию, энтропию и внутреннюю энергию мокрого пара:

$$h_2 = h''x + h'(1 - x) = 2725 \cdot 0,197 + 561,4(1 - 0,197) = 987,6 \text{ кДж/кг},$$

$$s_2 = s''x + s'(1 - x) = 6,993 \cdot 0,197 + 1,672(1 - 0,197) = 2,1806 \text{ кДж/(кг} \cdot \text{K)},$$

$$u_2 = h_2 - p_2 v = 987,6 - 3 \cdot 10^2 \cdot 0,12 = 951,6 \text{ кДж/кг}.$$

3. Рассчитывают теплоту и работу изохорного процесса:

$$q = u_2 - u_1 = 951,6 - 2736,9 = -1785,3 \text{ кДж/кг},$$

$$l = v(p_1 - p_2) = 0,12(20 \cdot 10^2 - 3 \cdot 10^2) = 204 \text{ кДж/кг},$$

$$w = 0.$$

4. Представляют (строят по исходным данным  $p_1, v, p_2$ ) изохорный процесс в диаграммах  $p - v, T - s, h - s$  (рис.5.6-5.8).

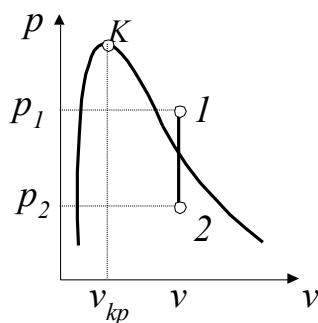


Рис. 5.6

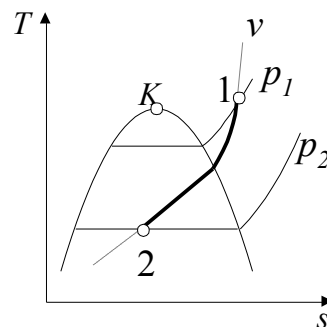


Рис. 5.7

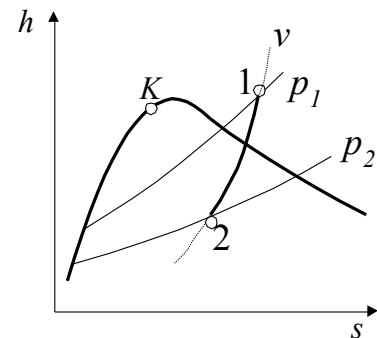


Рис. 5.8

### 5.5.2. Изобарный процесс

Дано:  $p = 5$  бар,  $x_1 = 0$ ,  $t_2 = 180$  °С.

Определить:  $q, w, l$ .

Расчет процесса с помощью таблиц.

1. В начальном состоянии рабочее тело – кипящая вода, т.к.  $x_1 = 0$ . Из табл. II при  $p = 5$  бар находят:  $h_1 = h' = 640,1$  кДж/кг,  $v_1 = v' = 0,001093$  м<sup>3</sup>/кг.

2. В конечном состоянии известны давление  $p$  и температура  $t_2$ . Сравнивают  $t_2$  с температурой насыщения при давлении  $p$ :  $t_s = 151,8$  °С, взятой из табл. II. Поскольку  $t_2 > t_s$ , то конечное состояние – перегретый пар. Из табл. III находят  $h_2 = 2812,1$  кДж/кг,  $v_2 = 0,4046$  м<sup>3</sup>/кг.

3. Рассчитывают теплоту и работу изобарного процесса:

$$q = h_2 - h_1 = 2172 \text{ кДж/кг}, w = p(v_2 - v_1) = 201,8 \text{ кДж/кг}, l = 0.$$

4. Строят изобарный процесс по исходным данным  $(p, x_1, t_2)$  в диаграммах  $p - v, T - s, h - s$  (рис. 5.9 - 5.11).

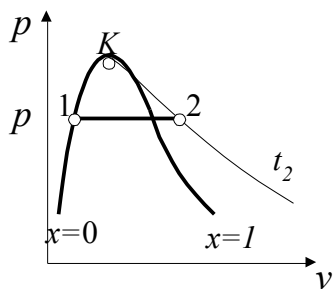


Рис. 5.9

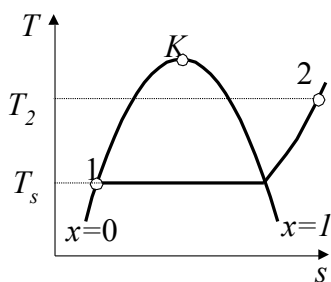


Рис. 5.10

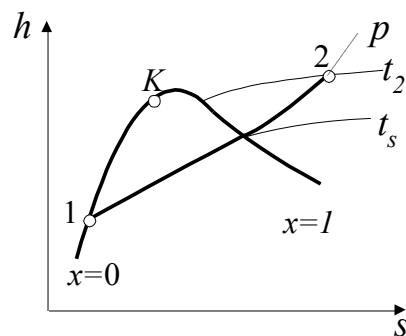


Рис. 5.11

### 5.5.3. Изотермический процесс

Дано:  $p_1 = 10$  бар,  $x_1 = 0,9$ ,  $p_2 = 1$  бар. Определить:  $q$ ,  $w$ ,  $l$ .

*Расчет процесса с помощью таблицы*

1. Начальное состояние – мокрый пар, т.к.  $x_1 = 0,9$ . Параметры рассчитываются по формулам (5.2-5.4):

$$h_1 = h''x + h'(1-x) = 2777 \cdot 0,9 + (1-0,9) \cdot 762,6 = 2575,6 \text{ кДж/кг},$$

$$v_1 = v''x + v'(1-x) = 0,1943 \cdot 0,9 + (1-0,9)0,001127 = 0,175 \text{ м}^3/\text{кг},$$

$$s_1 = s''x + s'(1-x) = 6,585 \cdot 0,9 + (1-0,9)2,138 = 6,14 \text{ кДж}/(\text{кг} \cdot \text{К}),$$

$$u_1 = h_1 - p_1 v_1 = 2575,6 - 10 \cdot 10^2 \cdot 0,175 = 2400,6 \text{ кДж/кг},$$

$$t_1 = t_s = 179,8 \text{ }^\circ\text{C}.$$

2. В конечном состоянии известны давление  $p_2$  и температура  $t_2 = t_1 = 179,8 \text{ }^\circ\text{C}$ . Температура насыщения при давлении  $p_2$  (табл. II) равна  $t_s = 99,63 \text{ }^\circ\text{C}$ . Поскольку  $t_2 > t_s$ , то конечное состояние рабочего тела – перегретый пар. Параметры определяются из табл. III:

$$v_2 = 2,078 \text{ м}^3/\text{кг}, h_2 = 2835,7 \text{ кДж/кг}, s_2 = 7,7496 \text{ кДж}/(\text{кг} \cdot \text{К}).$$

Внутреннюю энергию рассчитывают по формуле

$$u_2 = h_2 - p_2 v_2 = 2835,7 - 10^2 \cdot 2,078 = 2627,9 \text{ кДж/кг}.$$

3. Определяют теплоту и работу изотермического процесса:

$$q = T(s_2 - s_1) = (179,8 + 273)(7,7496 - 6,14) = 728,8 \text{ кДж/кг},$$

$$w = q - (u_2 - u_1) = 501,5 \text{ кДж/кг}, l = q - (h_2 - h_1) = 468,7 \text{ кДж/кг}.$$

4. Строят изотермический процесс по исходным данным ( $p_1, x_1, p_2$ ) в диаграммах  $p-v$ ,  $T-s$ ,  $h-s$  (рис. 5.12-5.14)

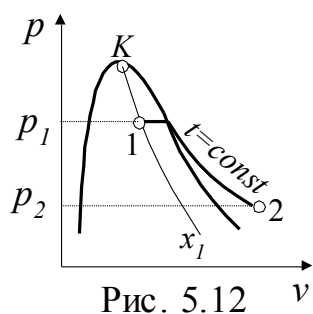


Рис. 5.12

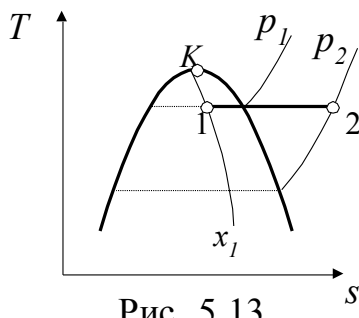


Рис. 5.13

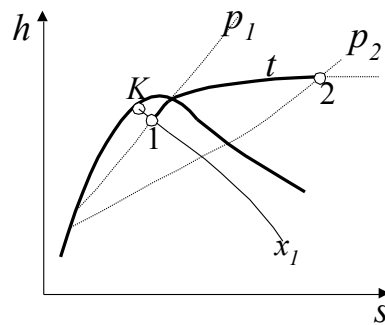


Рис. 5.14

### 5.5.4. Адиабатный процесс

Дано:  $p_1 = 50$  бар,  $t_1 = 480$  °С,  $t_2 = 100$  °С.

Определить:  $w$ ,  $l$ .

*Расчет процесса с помощью таблиц*

1. Определяют начальное состояние. При  $p_1 = 50$  бар температура насыщения  $t_s = 263,9$  °С. Поскольку  $t_1 > t_s$ , то рабочее тело является перегретым паром. Из табл. III находят

$$h_1 = 3367,2 \text{ кДж/кг}, v_1 = 0,06644 \text{ м}^3/\text{кг}, s_1 = 6,9158 \text{ кДж/кг}\cdot\text{К}.$$

Рассчитывают внутреннюю энергию:

$$u_1 = h_1 - p_1 v_1 = 3387,2 - 50 \cdot 10^2 \cdot 0,06644 = 3055 \text{ кДж/кг}.$$

2. Определяют конечное состояние путем сравнения энтропии  $s_2 = s_1 = 6,9158$  кДж/(кг·К) с  $s'$  и  $s''$ , взятыми из табл. I по температуре  $t_2 = 100$  °С. Поскольку  $s' < s < s''$ , то конечное состояние рабочего тела - мокрый пар. Рассчитывают степень сухости и параметры мокрого пара:

$$x = (s - s') / (s'' - s') = (6,9158 - 1,307) / (7,356 - 1,307) = 0,796$$

$$h_2 = h''x + h'(1 - x) = 2676 \cdot 0,796 + 419,1(1 - 0,796) = 2215,6 \text{ кДж/кг},$$

$$v_2 = v''x + v'(1 - x) = 1,674 \cdot 0,796 + 0,001044(1 - 0,796) = 1,3322 \text{ м}^3/\text{кг},$$

$$u_2 = h_2 - p_2 v_2 = 2215,6 - 1,013 \cdot 10^2 \cdot 1,3327 = 2080,6 \text{ кДж/кг}.$$

3. Рассчитывают работу адиабатного процесса:

$$w = u_1 - u_2 = 974,4 \text{ кДж/кг},$$

$$l = h_1 - h_2 = 1171,6 \text{ кДж/кг}$$

4. Представляют процесс в диаграммах  $p - v$ ,  $T - s$ ,  $h - s$  (рис. 5.15-5.17).

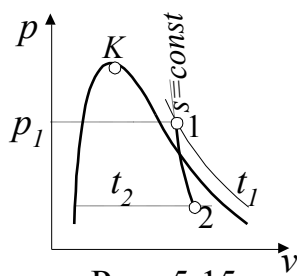


Рис. 5.15

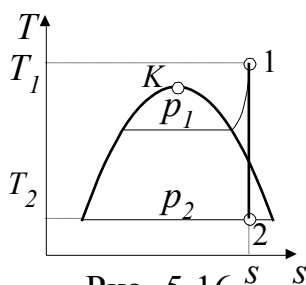


Рис. 5.16

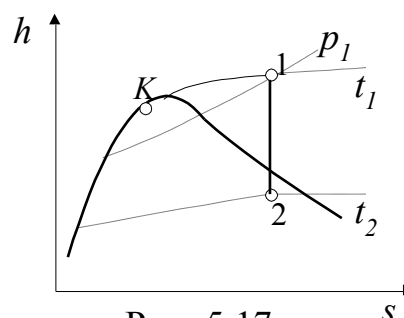


Рис. 5.17

### 5.6. Методические указания

Методика расчета параметров и процессов воды и водяного пара, а также других технически важных жидкостей и паров едина.

Особенность ее по сравнению с идеальным газом состоит в том, что в практических расчетах не используется термическое уравнение состояния, ввиду его сложности. Термические и calorические параметры жидкостей и паров определяются с помощью таблиц или диаграмм.



При изучении данной темы необходимо:

- знать структуру таблиц термодинамических свойств воды и водяного пара и их графическое представление (диаграммы  $p - v$ ,  $T - s$ ,  $h - s$ );
- различать 5 состояний, в которых могут находиться вода и водяной пар, уметь определить состояние в каждом конкретном случае по исходным данным и найти параметры;
- уметь рассчитать любой процесс с помощью таблиц воды и водяного пара и дать его графическое представление в диаграммах  $p - v$ ,  $T - s$ ,  $h - s$ .

### 5.7. Вопросы и задачи

1. Вода в трубах парового котла нагревается при постоянном давлении  $p = 100$  бар от  $t_1 = 40$  °С до  $t_2 = 480$  °С.

С помощью таблиц воды и водяного пара убедитесь, что начальное состояние является недогретой водой, а конечное состояние – перегретым паром.

Рассчитайте внутреннюю энергию начального и конечного состояний ( $u_1$ ,  $u_2$ ), а также в состояниях кипящей жидкости ( $u'$ ), сухого насыщенного пара ( $u''$ ), мокрого пара ( $u$ ) при  $x = 0,8$ .

Представьте процесс в  $p - v$ ,  $T - s$ ,  $h - s$  диаграммах.

2. Можно ли в изохорном процессе недогретую до температуры кипения воду перевести в мокрый пар?

3. Как изменяется давление в изотермическом процессе перехода:

- а) сухого насыщенного пара в перегретый?
- б) недогретой воды в кипящую?

4. В каких процессах с водой и водяным паром давление и температура не изменяются?

5. Можно ли в адиабатном процессе:

- а) мокрый пар перевести в состояние недогретой до температуры кипения воды?
- б) мокрый пар перевести в состояние перегретого пара?

6. Как изменяется степень сухости в процессах адиабатного сжатия мокрого пара?

### 5.8. Ответы

1.  $u_1 = 166,3$  кДж/кг,  $u_2 = 3006,5$ ,  $u' = 1394,5$ ,  $u'' = 2544$ ,  $u = 2314$ .

2. Можно в процессе расширения при  $v < v_{кр}$ .

3. В обоих случаях давление уменьшается.

4. В процессах испарения и конденсации.

5. Можно, если производить адиабатное сжатие:

- а) при  $s < s_{кр}$ , б) при  $s > s_{кр}$ .

6. Может увеличиваться и уменьшаться.

## 6. ТЕРМОДИНАМИКА ПОТОКА

Задачей настоящей главы является изучение закономерностей преобразования энергии в потоке, профилирование и расчет сопел и диффузоров. Процессы истечения газов и паров из сопел происходят в газо- и паротурбинных установках, в воздушно-реактивных и ракетных двигателях. Диффузоры находят применение в эжекторах, струйных компрессорах.

### 6.1. Первый закон термодинамики для потока

На рис. 6.1 показан участок трубы, по которой движется газообразное рабочее тело.

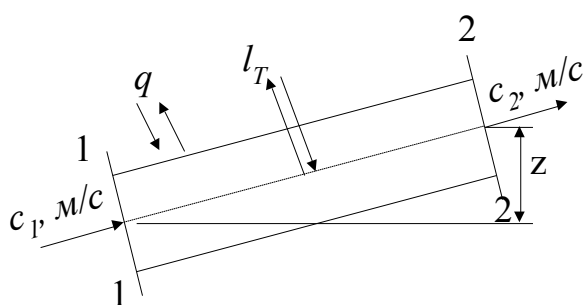


Рис. 6.1

В сечении 1-1 скорость и другие параметры потока равны  $c_1, p_1, t_1, h_1, \dots$ , в сечении 2-2 соответственно  $c_2, p_2, t_2, h_2, \dots$ ,  $q$ , Дж/кг- теплота, подводимая к рабочему телу или отводимая от него,  $l_T$ , Дж/кг- техническая работа, совершаемая самим потоком или над ним.

Первый закон термодинамики, имеющий вид

$$q = h_2 - h_1 + l$$

выполняется и для потока рабочего тела. При этом внешняя работа потока представляет собой сумму изменения его кинетической и потенциальной энергий, а также технической работы

$$l = (c_2^2 - c_1^2) / 2 + l_T + gz,$$

где  $g = 9,81 \text{ м/с}^2$  - ускорение силы тяжести.

Таким образом, первый закон термодинамики для потока рабочего тела имеет вид

$$q = h_2 - h_1 + (c_2^2 - c_1^2) / 2 + l_T + gz, \text{ Дж/кг.} \quad (6.1)$$

Для сопел и диффузоров (коротких каналов с высокой скоростью течения рабочего тела) выполняются условия:

$$l_T = 0, \quad gz \rightarrow 0, \quad q \rightarrow 0,$$

поэтому (6.1) принимает вид

$$0 = h_2 - h_1 + (c_2^2 - c_1^2) / 2. \quad (6.2)$$

В дифференциальной форме это равенство записывается так:

$$0 = dh + cdc. \quad (6.3)$$

## 6.2. Связь изменения скорости и параметров состояния в потоке

Сравнение различных форм записи первого закона термодинамики:

$$dq = dh - vdp, \quad dq = dh + cdc$$

дает следующее уравнение:

$$cdc = -vdp. \quad (6.4)$$

Из структуры (6.4) следует, что  $dc$  и  $dp$  всегда имеют противоположные знаки, т.е. при увеличении скорости ( $dc > 0$ ) давление в потоке уменьшается ( $dp < 0$ ). Торможение потока ( $dc < 0$ ) всегда сопровождается возрастанием давления ( $dp > 0$ ).

В адиабатном потоке на основании (6.3) имеем

$$-dh = cdc, \quad (6.5)$$

т.е. с увеличением скорости ( $dc > 0$ ) энтальпия потока уменьшается ( $dh < 0$ ), и наоборот.

Изменение энтальпии в адиабатном потоке прямо пропорционально изменению температуры и внутренней энергии, изменение давления - обратно пропорционально изменению удельного объема.

Таким образом, при увеличении скорости адиабатного потока рабочего тела ( $dc > 0$ ):

- 1)  $p, T, h, u$  – уменьшаются;
- 2) удельный объем  $v$  увеличивается;
- 3) энтропия в обратимых процессах не изменяется ( $s = \text{const}$ ), в необратимых процессах она увеличивается ( $ds > 0$ ).

На рис. 6.2 и 6.3 в  $T$ - $s$ - и  $p$ - $v$ - диаграммах показан адиабатный процесс истечения газа из сопла ( $dc > 0$ ).

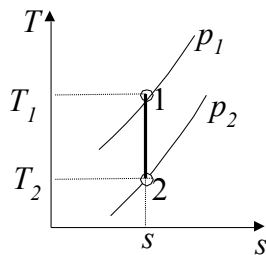


Рис. 6.2

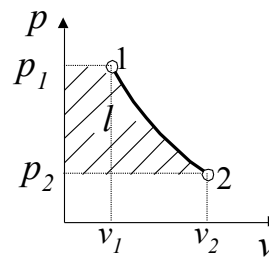


Рис. 6.3

## 6.3. Параметры торможения

При торможении (остановке) потока ( $c_2 = 0$ ) удельный объем уменьшается до  $v_0$ , давление, температура, энтальпия возрастают до значений  $p_0, T_0, h_0$ , называемых параметрами торможения.

Подстановка  $c_2 = 0, h_2 = h_0$  в (6.2) дает формулу для расчета энтальпии торможения

$$h_0 = h_1 + c_1^2 / 2. \quad (6.6)$$

Определение остальных параметров торможения ( $p_0$ ,  $T_0$ ,  $v_0$ ) зависит от вида используемого рабочего тела (водяной пар или идеальный газ).

Параметры торможения *потока водяного пара* с характеристиками  $p_1$ ,  $t_1$ , скоростью  $c_1$  определяются с помощью диаграммы либо по таблицам воды и водяного пара. При этом энтальпию ( $h_0$ ) рассчитывают по уравнению (6.6).

Принимая процесс торможения (1-0) адиабатным, параметры  $p_0$ ,  $T_0$ ,  $v_0$  находят в точке пересечения  $s_1$  и  $h_0$  (точка 0, рис.6.4).

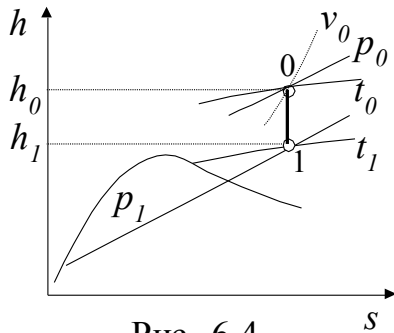


Рис. 6.4

Для идеального газа на основании (6.6) можно записать

$$T_0 = T_1 + c_1^2 / (2c_p). \quad (6.7)$$

Подставляя  $c_p = kR / (k - 1)$  в (6.7), получаем

$$T_0 = T_1 + \frac{k-1}{2kR} c_1^2. \quad (6.8)$$

Давление и объем в состоянии торможения рассчитываются по уравнениям:

$$p_0 / p_1 = (T_0 / T_1)^{\frac{k-1}{k}}, \quad (6.9)$$

$$v_0 = RT_0 / p_0. \quad (6.10)$$

#### 6.4. Скорость звука

Импульс давления (упругие колебания) распространяется в сжимаемой среде со скоростью звука, равной

$$a = \sqrt{\left( \frac{\partial p}{\partial \rho} \right)_s}, \quad (6.11)$$

где  $\rho$ , кг/м<sup>3</sup> - плотность.

С учетом уравнения адиабатного процесса  $pv^k = p\rho^{-k} = const$  формула для вычисления скорости звука записывается так:

$$a = \sqrt{kpv}. \quad (6.12)$$

Для идеального газа с использованием уравнения состояния  $pv = RT$  формула (6.12) принимает вид

$$a = \sqrt{kRT}. \quad (6.13)$$

Согласно (6.13) скорость звука зависит от свойств рабочего тела и от его температуры. С увеличением последней скорость звука растет.

#### 6.5. Закон изменения сечения адиабатного потока

Условием неразрывности одномерного стационарного потока является одинаковость массового расхода  $G$  рабочего тела в любом сечении:

$$G = f \cdot c / v = const, \quad (6.14)$$

где  $f$  - площадь поперечного сечения канала.

Уравнение неразрывности потока (6.14) в дифференциальной форме имеет вид

$$\frac{df}{f} + \frac{dc}{c} - \frac{dv}{v} = 0. \quad (6.15)$$

Совместное решение (6.15), (6.4) и уравнения адиабатного процесса  $pv^k = const$  дает формулу связи изменения площади поперечного сечения ( $df$ ) потока с изменением скорости ( $dc$ )

$$\frac{df}{dc} = \frac{f}{c} (M^2 - 1), \quad (6.16)$$

где  $M = c/a$  - число Маха.

На основании (6.16) можно сделать следующие выводы:

1. В дозвуковом адиабатном потоке выполняются следующие неравенства:  $c < a$ ,  $M < 1$ ,  $df/dc < 0$ , т.е. для увеличения скорости потока ( $dc > 0$ ), его сечение должно уменьшаться ( $df < 0$ ).

Суживающийся канал, называемый суживающимся соплом, предназначенный для увеличения скорости дозвуковых потоков, изображен на рис. 6.5.

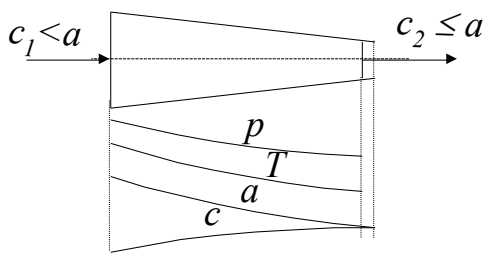


Рис. 6.5

При достижении скорости потока, равной скорости звука, справедливы равенства:  $c = a$ ,  $M = 1$ ,  $df/dc = 0$ ,  $df = 0$ , сужение канала должно прекратиться. Следовательно, невозможно получить сверхзвуковую скорость при истечении из суживающегося сопла.

Если дозвуковой или звуковой поток рабочего тела направить в расширяющийся канал, то скорость его будет уменьшаться, а давление увеличиваться. Такой канал называют *диффузором*, и он предназначен для сжатия рабочего тела в потоке.

2. В сверхзвуковом адиабатном потоке выполняются следующие неравенства:  $c > a$ ,  $M > 1$ ,  $df/dc > 0$ , т.е. для увеличения скорости потока ( $dc > 0$ ) его сечение должно возрасть ( $df > 0$ ).

Расширяющиеся каналы, предназначенные для увеличения скорости звуковых и сверхзвуковых потоков, называются расширяющимися соплами (рис. 6.6).

3. Для непрерывного увеличения скорости потока от  $c_1 < a$  ( $c_1 = 0$ ) до  $c_1 > a$  применяют комбинированные сопла, называемые соплами Лавалья (рис. 6.7).

Скорость в минимальном сечении сопла, равная скорости звука, называется критической скоростью ( $c_{kp} = a$ ). Параметры рабочего тела в минимальном сечении сопла также называются критическими ( $p_{kp}$ ,  $T_{kp}$ ,  $v_{kp}$ ,  $h_{kp}$ ).

Если обозначить  $p_2/p_1 = \beta$ , а  $p_{kp}/p_1 = \beta_{kp}$ , то для суживающегося сопла всегда  $\beta \geq \beta_{kp}$ , ( $p_2 \geq p_{kp}$ ) для сопла Лаваля  $\beta < \beta_{kp}$  ( $p_2 < p_{kp}$ ).

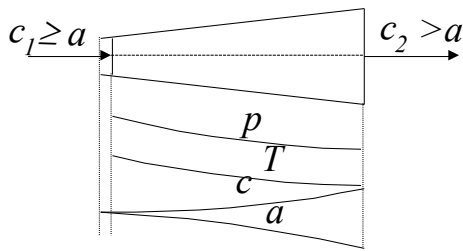


Рис. 6.6

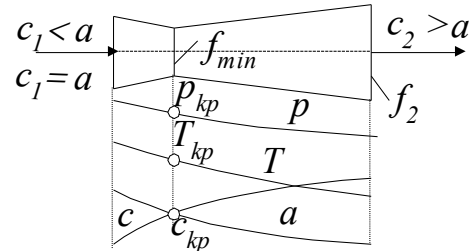


Рис. 6.7

## 6.6. Расчет сопел

Целью расчета сопел является определение скорости истечения рабочего тела ( $c_2$ ), а также площади выходного ( $f_2$ ) и минимального ( $f_{min}$ ) (для сопел Лаваля) сечений.

Скорость истечения рабочего тела из сопла в соответствии с уравнением (6.2)

$$c_2 = \sqrt{2(h_1 - h_2) + c_1^2}. \quad (6.17)$$

Для идеального газа в адиабатном процессе

$$h_1 - h_2 = l = \frac{kRT_1}{k-1} \left[ 1 - \left( p_2 / p_1 \right)^{\frac{k-1}{k}} \right].$$

Тогда выражение (6.17) можно представить в виде

$$c_2 = \sqrt{\frac{2kRT_1}{k-1} \left[ 1 - \left( p_2 / p_1 \right)^{\frac{k-1}{k}} \right] + c_1^2} \quad (6.18)$$

или, с учетом  $p_2/p_1 = \beta$ ,

$$c_2 = \sqrt{\frac{2kRT_1}{k-1} \left[ 1 - \beta^{\frac{k-1}{k}} \right] + c_1^2}. \quad (6.19)$$

Площадь выходного сечения сопла рассчитывается по уравнению неразрывности потока

$$f_2 = Gv_2 / c_2. \quad (6.20)$$

Для минимального сечения сопла Лаваля можно получить аналогичные формулы:

$$c_{kp} = \sqrt{2(h_1 - h_{kp}) + c_1^2}, \quad (6.21)$$

$$c_{kp} = \sqrt{\frac{2kRT_1}{k-1} \left[ 1 - \beta_{kp}^{\frac{k-1}{k}} \right] + c_1^2}, \quad (6.22)$$

$$f_{min} = Gv_{kp} / c_{kp}. \quad (6.23)$$

Как рассчитываются параметры:  $v_{kp}$ ,  $p_{kp}$ ,  $h_{kp}$  в критическом сечении? Решение уравнений (6.22) при условии  $c_1 = 0$ , а также  $c_{kp} = \sqrt{kRT_{kp}}$ ,  $T_{kp}/T = \beta_{kp}^{\frac{k-1}{k}}$  дает

$$\beta_{kp} = \left( \frac{2}{k+1} \right)^{\frac{k}{k-1}} = f(k). \quad (6.24)$$

Численные значения  $\beta_{kp}$ , полученные по формуле (6.24), приведены в табл. 6.1

Таблица 6.1

Рабочее тело	$k$	$\beta_{kp}$
Одноатомный газ	1,67	0,484
Двухатомный газ	1,4	0,528
Трех и многоатомный газ	1,29	0,546

Давление в минимальном сечении сопла Лаваля рассчитывается по формуле

$$p_{kp} = p_1 \beta_{kp}. \quad (6.25)$$

Определение остальных критических параметров зависит от вида рабочего тела.

Для идеального газа

$$T_{kp} = T_1 \beta_{kp}^{\frac{k-1}{k}}, \quad v_{kp} = RT_{kp} / p_{kp}.$$

Для водяного пара критические параметры можно определить с помощью таблиц воды и водяного пара или по  $h$ - $s$ - диаграмме в точке пересечения обратимого адиабатного процесса истечения ( $s_I = \text{const}$ ) с изобарой  $p_{kp}$ . Для перегретого пара можно принять  $\beta_{kp} = 0,546$ .

## 6.7. Выбор формы сопла

1. Для увеличения скорости звуковых и сверхзвуковых адиабатных потоков ( $c_I \geq a$ ) применяют расширяющиеся сопла.

2. Для увеличения скорости дозвуковых потоков используют суживающиеся сопла или сопла Лаваля. Выбор формы сопла определяется давлением среды ( $p_c$ ), куда происходит истечение. Для начальной скорости, равной нулю,  $c_I = 0$ :

а) при  $\beta = p_c / p_1 < \beta_{kp} = p_{kp} / p_1$  ( $p_c < p_{kp}$ , рис.6.7) следует применить сопло Лаваля. В этом случае давление на выходе из сопла  $p_2 = p_c$  (расчетный режим),  $c_2 > a$ ;

б) при  $\beta = p_c / p_1 \geq \beta_{kp} = p_{kp} / p_1$ , ( $p_c \geq p_{kp}$ ) следует использовать суживающееся сопло. В этом случае  $p_2 = p_c$  (расчетный режим),  $c_2 \leq a$ ;

в) если при  $\beta < \beta_{kp}$  ( $p_c < p_{kp}$ ) использовать суживающееся сопло, то давление на выходе из сопла будет критическим  $p_2 = p_{kp} > p_c$  (нерасчетный режим),  $c_2 = a$ . На выходе суживающегося сопла невозможно получить давление газа ниже  $p_{kp}$ , а скорость - выше скорости звука. Это приближенно справедливо и для истечения из не профилированного сопла, например из отверстия в сосуде, находящегося под давлением. Скорость истечения из таких отверстий не может превысить критическую, определяемую формулами (6.21), (6.22), а расход не может быть больше рассчитанного по формуле (6.23).

Если начальная скорость не равна нулю ( $0 < c_1 < a$ ), следует вычислить параметры торможения потока ( $p_0, t_0, h_0$ ), имеющего скорость  $c_1$ , и воспользоваться изложенной методикой выбора формы сопла для  $c_1 = 0$ .

### 6.8. Необратимое истечение

В реальных условиях, вследствие трения потока о стенки канала, процесс истечения является необратимым. За счет теплоты трения энтропия рабочего тела возрастает.

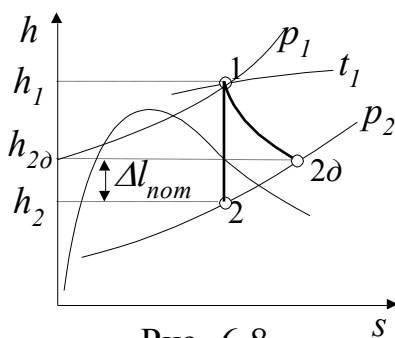


Рис. 6.8

На рис. 6.8 представлены обратимый (1-2) и необратимый (1-2d) процессы истечения водяного пара из сопла.

Для обратимого процесса истечения скорость на выходе из сопла равна

$$c_2 = \sqrt{2(h_1 - h_2) + c_1^2}. \quad (6.26)$$

В действительном процессе при том же перепаде давлений расходуется меньшая разность энтальпий ( $h_1 - h_{2d}$ ), в результате уменьшается скорость истечения, т.к. часть кинетической энергии, благодаря трению, переходит в теплоту

$$c_{2d} = \sqrt{2(h_1 - h_{2d}) + c_1^2}. \quad (6.27)$$

Отношение  $c_{2d}/c_2 = \varphi$  называется скоростным коэффициентом. Для паровых и газовых турбин экспериментальные данные показывают, что  $\varphi = 0,92-0,98$ . Совместное решение (6.26) и (6.27) дает формулу для расчета потери кинетической энергии в действительном процессе истечения

$$\Delta l_{nom} = h_{2d} - h_2 = (c_2^2 - c_{2d}^2) / 2. \quad (6.28)$$

Отношение  $\Delta l_{nom} / (h_1 - h_2) = \xi$ , где  $(h_1 - h_2)$  - располагаемый тепловой перепад, называется коэффициентом потери энергии. Для паровых и газовых турбин  $\xi = 4...5\%$ .

Коэффициент потери энергии и скоростной коэффициент взаимосвязаны.

Для сопел паровых и газовых турбин при  $c_1 = 0$  эта связь имеет вид

$$\xi = 1 - \varphi^2. \quad (6.29)$$



Совместное решение (6.28) и (6.29) с учетом  $\Delta l_{nom}/(h_1 - h_2) = \xi$  дает формулу для расчета энтальпии на выходе из сопла

$$h_{2\partial} = h_2 + (1 - \varphi^2)(h_1 - h_2). \quad (6.30)$$

Площадь выходного сечения сопла рассчитывается по уравнению неразрывности потока

$$f_2 = Gv_{2\partial} / c_{2\partial}. \quad (6.31)$$

Удельный объем  $v_{2\partial}$  определяется по известным значениям параметров  $p_2, h_{2\partial}$ . Для сопел Лаваля действительное значение энтальпии в минимальном сечении сопла ( $h_{кр\partial}$ ) и его площадь ( $f_{min}$ ) рассчитываются по аналогичным формулам:

$$h_{кр\partial} = h_{кр} + (1 - \varphi^2)(h_1 - h_{кр}), \quad (6.32)$$

$$f_{min} = Gv_{кр\partial} / c_{кр\partial}, \quad (6.33)$$

где  $v_{кр\partial}, c_{кр\partial}$  – действительные значения удельного объема и критической скорости в минимальном сечении сопла.

Необратимый процесс расширения рабочего тела при истечении из сопла (1-2 $\partial$ ) сопровождается увеличением энтропии ( $\Delta s_H$ ) и потерей эксергии ( $\Delta ex_{nom}$ ):

$$\Delta s_H = s_{2\partial} - s_2, \quad (6.34)$$

$$\Delta ex_{nom} = T_{oc} \Delta s_H. \quad (6.35)$$

## 6.9. Дросселирование газов и паров

Дросселирование – это эффект падения давления при преодолении потоком рабочего тела сопротивления, например: частично открытого вентиля, задвижки, шиберы, пористой стенки (рис. 6.9).

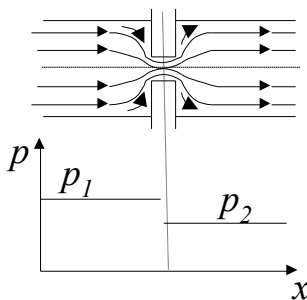


Рис. 6.9

Данный процесс является необратимым адиабатным ( $dq = 0, ds_H > 0$ ), в котором полезная работа не совершается, а изменение кинетической энергии пренебрежимо мало.

Согласно уравнения первого закона термодинамики (6.2) при  $(c_2^2 - c_1^2)/2 = 0: h_1 = h_2$ , т.е. энтальпия рабочего тела в процессе дросселирования не изменяется.

Таким образом, при дросселировании рабочего тела:

- давление уменьшается ( $dp < 0$ );
- энтальпия не изменяется ( $dh = 0$ );
- энтропия увеличивается ( $ds > 0$ );
- удельный объем увеличивается ( $dv > 0$ ).

При дросселировании *идеального газа* температура не изменяется ( $dT = 0$ ), т.к.  $h = f(T)$ .

При дросселировании *реальных газов и паров* температура может увеличиваться, уменьшаться или не изменяться для одного и того же рабочего тела. Это зависит от параметров, при которых газ либо пар дросселируются.

Изменение температуры реальных газов и паров характеризуется дифференциальным эффектом дросселирования:  $\alpha_h = (\partial T / \partial p)_h$ .

При  $\alpha_h > 0$  – температура уменьшается ( $dT < 0$ ).

При  $\alpha_h < 0$  – температура увеличивается ( $dT > 0$ ).

При  $\alpha_h = 0$  – температура не изменяется ( $dT = 0$ ).

Состояние рабочего тела, в котором  $\alpha_h = 0$ , называется точкой инверсии, а соответствующая ей температура – температурой инверсии ( $T_{инв}$ ). При атмосферном давлении для: водорода -  $t_{инв} = -57$  °С, гелия -  $t_{инв} = -239$  °С, водяного пара -  $t_{инв} = 4097$  °С. При температурах  $t < t_{инв}$  температура рабочего тела в процессе дросселирования уменьшается.

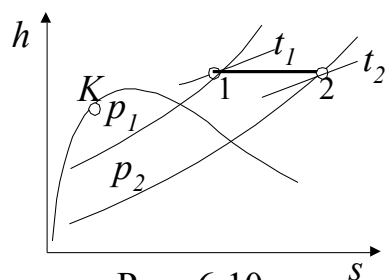


Рис. 6.10

На рис. 6.10 показан процесс дросселирования перегретого пара в  $h-s$ - диаграмме, его температура уменьшается ( $t_2 < t_1$ ).

Дросселирование является необратимым процессом, протекающим с увеличением энтропии и с потерей эксергии, которые можно рассчитать по формулам  $\Delta s_H = s_2 - s_1$  и (6.35).

Адиабатное дросселирование используется в технике для получения низких температур и сжижения газов. В измерительной технике процессы дросселирования лежат в основе методов определения расхода жидкости или газа, степени сухости паров. Этот эффект иногда используется для уменьшения мощности тепловых двигателей.

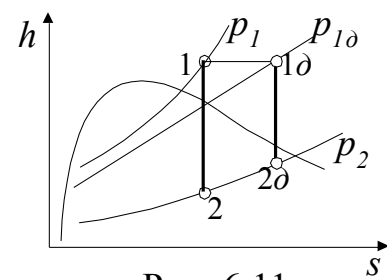


Рис. 6.11

На рис. 6.11 показан обратимый адиабатный процесс расширения рабочего пара от  $p_1$  до  $p_2$  в паровой турбине.

Работа данного процесса равна  $l = h_1 - h_2$ .

После дросселирования пара в задвижке до давления  $p_{1d}$  работа обратимого адиабатного процесса расширения уменьшилась  $l_d = h_{1d} - h_{2d}$ , следовательно, уменьшилась мощность турбины.

## 6.10. Методические указания и вопросы

1. Уясните физический смысл отдельных членов уравнения первого закона термодинамики для потока, поймите разницу между внешней и технической работой, и в каком случае они тождественны.

2. Каково назначение сопел и диффузоров? Как влияет профиль канала на скорость адиабатного потока? Как изменяются параметры в зависимости от изменения скорости ( $dc > 0$ ,  $dc < 0$ )? Как выбрать форму сопла в каждом конкретном случае?

Уясните, что в суживающихся и цилиндрических каналах скорость потока не может превысить скорость звука.

3. Расчет истечения выполняется на основе модели адиабатного процесса газа или пара со всеми вытекающими отсюда особенностями расчета газов и паров.

При вычислении скорости ( $c$ , м/с), подкоренное выражение в формулах должно иметь размерность Дж/кг, т.к.  $\text{Дж/кг} = \text{м}^2/\text{с}^2$ .

4. Уясните особенности истечения с учетом трения: определение параметров действительного процесса, скорости и характерных сечений сопла, расчет потерь кинетической энергии и эксергии.

5. Как изменяются параметры газов и паров при дросселировании? Можно ли этот процесс считать предельным случаем необратимого адиабатного истечения рабочего тела из сопла? Каково практическое применение процессов дросселирования?

### 6.11. Задачи

1. Рассчитайте параметры торможения  $p_0$ ,  $t_0$ ,  $v_0$  потока воздуха, имевшего скорость 500 м/с при  $p = 1$  бар,  $t = 30$  °С.

2. Определите параметры торможения ( $h_0$ ,  $p_0$ ) потока сухого насыщенного пара, движущегося со скоростью  $c = 300$  м/с при  $p = 10$  бар.

3. Параметры воздуха на входе в сопло равны:  $p_1 = 20$  бар,  $t_1 = 300$  °С, скорость  $c_1 = 0$ , давление среды  $p_c = 1$  бар.

Рассчитайте скорость ( $c_2$ ) и скорость звука ( $a_2$ ) на выходе из: а) сопла Лавалю; б) суживающегося сопла.

#### Решение

Рассчитывается  $\beta = p_c / p_1 = 1/20 = 0,05$  и сравнивается с  $\beta_{кр}$ . Для воздуха (табл. 6.1)  $\beta_{кр} = 0,528$ , следовательно, в нашем случае  $\beta < \beta_{кр}$ .

При установке сопла Лавалю давление на выходе из сопла  $p_2 = p_c$ , скорость сверхзвуковая ( $c_2 > a_2$ ) рассчитывается по формуле (6.19)

$$c_2 = \sqrt{\frac{2kRT_1}{k-1} \left[ 1 - (\beta)^{\frac{k-1}{k}} \right]} =$$

$$= \sqrt{\frac{2 \cdot 1,4}{1,4 - 1} \frac{8314}{29} 573 \left[ 1 - (0,05)^{\frac{0,4}{1,4}} \right]} = 813,2 \text{ м/с},$$

$$T_2 = T_1 \left( \frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{k-1}{k}} = 573 \left( \frac{1}{20} \right)^{\frac{1,4-1}{1,4}} = 243,5 \text{ K},$$

$$a_2 = \sqrt{kRT_2} = \sqrt{1,4 \frac{8314}{29} 243,5} = 312,6 \text{ м/с}.$$

В варианте установки суживающегося сопла при  $\beta < \beta_{kp}$  давление на выходе из сопла  $p_2 = p_{kp}$ , скорость равна скорости звука ( $c_2 = c_{kp} = a_2$ ), по формуле (6.22) имеем

$$\begin{aligned} c_{kp} &= \sqrt{\frac{2kRT_1}{k-1} \left[ 1 - \beta_{kp}^{\frac{k-1}{k}} \right]} = \\ &= \sqrt{2 \frac{1,4 \cdot 8314 \cdot 573}{(1,4-1)29} \left[ 1 - 0,528^{\frac{1,4-1}{1,4}} \right]} = 437,9 \text{ м/с} \end{aligned}$$

Ответ: а)  $c_2 = 813,2 \text{ м/с}$ ,  $a_2 = 312,6 \text{ м/с}$ ; б)  $c_2 = a_2 = 437,9 \text{ м/с}$ .

4. Водяной пар под давлением  $p_1 = 10 \text{ бар}$  и при температуре  $t_1 = 320 \text{ }^\circ\text{C}$ , истекая из сопла Лавая, расширяется адиабатно до давления  $p_2 = 1 \text{ бар}$ .

Определить площадь выходного и минимального сечений сопла, если массовый расход пара равен  $G = 4 \text{ кг/с}$ .

#### Решение

Выходное и минимальное сечения рассчитываются по уравнениям неразрывности потока (6.31), (6.33):

$$f_2 = Gv_2 / c_2, \quad f_{\min} = Gv_{kp} / c_{kp},$$

скорости - по формулам:

$$c_2 = \sqrt{2(h_1 - h_2)}, \quad c_{kp} = \sqrt{2(h_1 - h_{kp})}.$$

Для перегретого пара из табл. 6.1 выбираем  $\beta_{kp} = 0,546$ . Давление пара в минимальном сечении сопла:

$$p_{kp} = p_1 \beta_{kp} = 10 \cdot 0,546 = 5,4 \text{ бар}.$$

Из  $h$ - $s$ - диаграммы для адиабатного процесса расширения находятся необходимые параметры:  $h_1 = 3140 \text{ кДж/кг}$ ,  $h_{kp} = 2950 \text{ кДж/кг}$ ,  $h_2 = 2620 \text{ кДж/кг}$ ,  $v_{kp} = 0,44 \text{ м}^3/\text{кг}$ ,  $v_2 = 1,7 \text{ м}^3/\text{кг}$ .

Тогда

$$c_2 = \sqrt{2(3140 - 2620) \cdot 10^3} = 1019,8, \quad \text{м/с}$$

$$c_{kp} = \sqrt{2 \cdot 10^3 (3140 - 2950)} = 616,6, \quad \text{м/с}$$

$$f_2 = 4 \cdot 1,7 / 1019,8 = 6,67 \cdot 10^{-3} \text{ м}^2,$$

$$f_{\min} = 4 \cdot 0,44 / 616,6 = 2,85 \cdot 10^{-3} \text{ м}^2$$

Ответ:  $f_2 = 6,67 \cdot 10^{-3} \text{ м}^2$ ,  $f_{\min} = 2,85 \cdot 10^{-3} \text{ м}^2$ .

5. При выпуске из баллона азот дросселируется от исходного состояния, характеризуемого параметрами:  $p_1 = 20$  МПа,  $t_1 = 20$  °С, до давления  $p_2 = 8$  МПа.

Определить плотность азота после дросселирования а также изменение энтропии в процессе дросселирования, считая азот идеальным газом, имеющим постоянную теплоемкость.

6. Как изменится температура при дросселировании сухого насыщенного водяного пара с давлением  $p_1 = 20$  бар до  $p_2 = 1$  бар ?

### 6.12. Ответы

1.  $t_0 = 155$  °С,  $p_0 = 1,104$  бар,  $v_0 = 1,111$  м<sup>3</sup>/кг. 2.  $h_0 = 2822$  кДж/кг,  $p_0 = 12,5$  бар. 5.  $\rho = 91,95$  кг/м<sup>3</sup>,  $\Delta s = 0,272$  кДж/(кг·К).  
6.  $\Delta t = t_1 - t_2 = 52$  °С.

## 7. ВЛАЖНЫЙ ВОЗДУХ

Влажный воздух – это смесь сухого воздуха и водяного пара.

Давление влажного воздуха равно сумме парциальных давлений сухого воздуха ( $p_{св.}$ ) и водяного пара ( $p_n$ )

$$p = p_{св.} + p_n. \quad (7.1)$$

Поскольку  $p_n \ll p_{св.}$ , то сухой воздух, водяной пар, а также их смесь (влажный воздух) можно считать идеальными газами.

Пар, содержащийся во влажном воздухе с температурой  $T$ , может быть перегретым (точка В, рис. 7.1). В этом случае  $p_n < p_s$  при данной  $T$ .

Влажный воздух, содержащий перегретый пар, называется *ненасыщенным* ( $p_n < p_s$ ).

Если  $p_n = p_s$  при данной температуре воздуха (точка А, рис. 7.1), то пар является сухим насыщенным. Влажный воздух, содержащий сухой насыщенный пар, называется *насыщенным* ( $p_n = p_s$ ).

Ненасыщенный влажный воздух можно перевести в состояние насыщения двумя способами:

1. Увеличивая давление  $p_n$  до  $p_s$  при данной температуре влажного воздуха  $T$  (процесс В - А, рис. 7.1), например, увеличивая количество пара в воздухе за счет испарения воды.

2. Снижая температуру влажного воздуха при  $p_n = \text{const}$  (процесс В - Г).

Температура, при которой давление пара ( $p_n$ ) становится равным давлению насыщения ( $p_s$ ), называется *температурой точки росы* ( $T_p$ ), и она измеряется *гигрометром*.

Если охлаждать насыщенный влажный воздух (процесс А - Г), то из него будет выпадать влага, т.к. уменьшается давление насыщения ( $p_{sГ} < p_{sА}$ ).

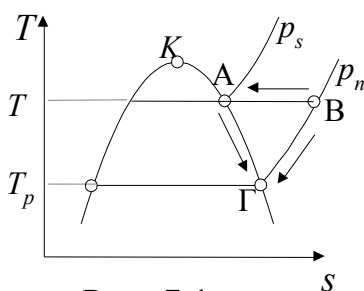


Рис. 7.1

## 7.1. Характеристики влажного воздуха

*Абсолютная влажность* – это масса пара, содержащегося в 1 м<sup>3</sup> влажного воздуха ( $\rho_n$ , кг/м<sup>3</sup>). Для ненасыщенного влажного воздуха

$$\rho_n = 1/v_n,$$

где  $v_n$ , м<sup>3</sup>/кг – удельный объем перегретого пара.

Для насыщенного влажного воздуха

$$v_n = v'', \quad \rho_n = \rho'' = 1/v'', \quad (7.2)$$

где  $v''$ , м<sup>3</sup>/кг – удельный объем сухого насыщенного пара.

Кроме того, абсолютную влажность можно рассчитать по уравнению состояния идеального газа

$$\rho_n = p_n / (R_n T), \quad (7.3)$$

$$\rho'' = p_s / (R_n T), \quad (7.4)$$

где  $R_n = R_\mu / \mu_n$ ,  $\mu_n = 18$  кг/кмоль.

*Относительной влажностью* называется отношение абсолютной влажности воздуха ( $\rho_n$ ) к максимально возможной при данной температуре абсолютной влажности воздуха ( $\rho''$ ):

$$\varphi = \rho_n / \rho'' \quad , \quad \varphi = (\rho_n / \rho'') \cdot 100\% . \quad (7.5)$$

Для насыщенного влажного воздуха:  $\rho_n = \rho''$ ,  $\varphi = 1$  ( $\varphi = 100\%$ ).

Для сухого воздуха  $\rho_n = 0$ ,  $\varphi = 0$ .

Для ненасыщенного влажного воздуха  $0 < \varphi < 100\%$ .

Подстановка (7.3) и (7.4) в (7.5) дает

$$\varphi = p_n / p_s . \quad (7.6)$$

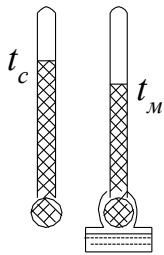


Рис. 7.2

Относительная влажность измеряется *психрометром* (прибором, состоящим из двух термометров – “сухого” и “мокрого”, рис.7.2). Она является функцией следующих параметров:  $\varphi = f(t_c, (t_c - t_m))$  и определяется по психрометрическим таблицам или графикам.

*Влажностное содержание* – это отношение массы пара, содержащегося во влажном воздухе, к массе сухого воздуха:

$$d = \frac{M_n}{M_{св}} = \frac{\rho_n}{\rho_{св}} \cdot \frac{\text{кг пара}}{\text{кг с.в.}} . \quad (7.7)$$

Подстановка (7.3) и аналогичной формулы, записанной для  $\rho_{св}$  с учетом (7.1) в (7.7) при условии, что

$$R_{св} = 8314/29, \quad R_n = 8414/18, \quad p_n = \varphi p_s ,$$

дает

$$d = 0,622 \frac{p_n}{p - p_n} \quad (7.8)$$

или

$$d = 0,622 \frac{\varphi p_s}{p - \varphi p_s} \quad (7.9)$$

Для насыщенного влажного воздуха  $\varphi = 1$ , поэтому формула (7.9) принимает вид

$$d_s = 0,622 \frac{p_s}{p - p_s} \quad (7.10)$$

## 7.2. Расчет параметров влажного воздуха

Параметры влажного воздуха рассчитываются по уравнению состояния идеального газа

$$pv = RT, \quad pV = MRT,$$

где  $R = 8314/\mu$ ,  $\mu$  - молярная масса влажного воздуха.

Подстановка в известное выражение для газовой смеси

$$\mu = \mu_{cv} r_{cv} + \mu_n r_n$$

значений молярной массы  $\mu_{cv} = 29$  кг/кмоль,  $\mu_n = 18$  кг/кмоль и объемных долей  $r_n = p_n/p$ ,  $r_{cv} = p_{cv}/p = (p - p_n)/p$  приводит к часто используемым формулам для расчета молярной массы влажного воздуха:

$$\mu = 28,96 - 10,94(p_n / p) \quad (7.11)$$

или с учетом  $p_n = \varphi p_s$

$$\mu = 28,96 - 10,94(\varphi p_s / p). \quad (7.12)$$

Энтальпия влажного воздуха определяется как энтальпия газовой смеси, состоящей из 1 кг сухого воздуха и  $d$  кг водяного пара

$$h = h_{cv} + dh_n, \quad (\text{кДж/кг с.в.}).$$

Энтальпия 1 кг сухого воздуха равна

$$h_{cv} = c_{p_{cv}} \cdot t = 1,004t \quad (\text{кДж/кг с.в.}).$$

Энтальпия 1 кг пара с достаточной точностью вычисляется по формуле

$$h_n = r + c_{p_n} \cdot t,$$

в которой теплота испарения воды при температуре  $t = 0$  °С принята равной 2500 кДж/кг, а теплоемкость пара - равной 1,926 кДж/кг.

Тогда формула для определения энтальпии ненасыщенного влажного воздуха принимает вид

$$h = 1,004 \cdot t + d(2500 + 1,926 \cdot t), \quad (\text{кДж/кг с.в.}). \quad (7.13)$$

Для насыщенного влажного воздуха имеем:

$$h_s = 1,004 \cdot t + d_s (2500 + 1,926 \cdot t). \quad (7.14)$$

### 7.3. $h$ - $d$ - диаграмма влажного воздуха

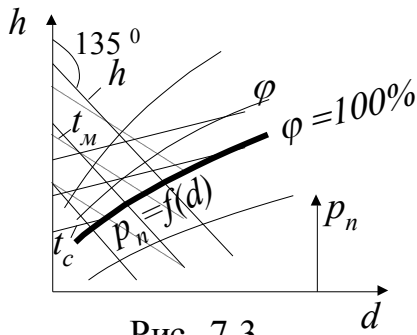


Рис. 7.3

Для определенного атмосферного давления строится  $h$ - $d$ - диаграмма. В учебной и технической литературе обычно приводятся или прилагаются диаграммы, построенные для среднего значения атмосферного давления  $p = 745$  мм рт. ст. В  $h$ - $d$ - диаграмме (рис. 7.3):

- 1) линии постоянных энтальпий  $h$ , кДж/(кг·с.в.) проведены под углом  $135^\circ$  к вертикали;
- 2)  $t_c, ^\circ\text{C}$  – изотермы «сухого» термометра;
- 3)  $t_m, ^\circ\text{C}$  – изотермы «мокрого» термометра;
- 4)  $\varphi, \%$  - линии относительных влажностей;
- 5)  $p_n = f(d)$  – линия парциальных давлений пара.

#### Пример пользования диаграммой

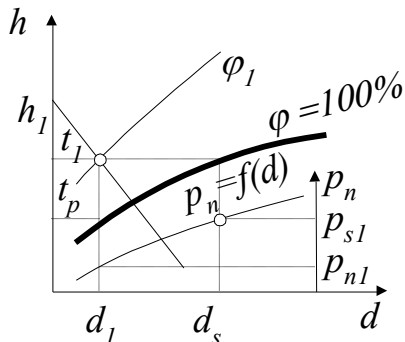


Рис. 7.4

По известным параметрам влажного воздуха

$t_1, \varphi_1$  найти  $d_1, h_1, t_p, p_n, p_s$ .

Изотерма точки росы ( $t_p$ ) проходит (рис. 7.4) через точку пересечения линий  $d_1 = \text{const}$  и  $\varphi = 100\%$ .

На оси парциальных давлений ( $p_n$ ) определяются парциальные давления пара ( $p_n$ ) в точке пересечения линий  $d_1 = \text{const}$  и  $p_n = f(d)$ , а также давление насыщения ( $p_s$ ) в точке пересечения линий  $d_s = \text{const}$  и  $p_n = f(d)$ .

## 7.4. Процессы во влажном воздухе

### 7.4.1. Нагрев воздуха

Влажный воздух с параметрами  $t_1, \varphi_1$  нагревается при постоянном давлении  $p = \text{const}$  до температуры  $t_2$ . Расход воздуха  $G, \text{кг/с}$ .

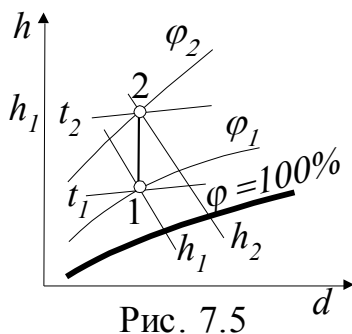


Рис. 7.5

В процессе изобарного нагрева 1-2 (рис.7.5) влагосодержание не изменяется ( $d = \text{const}$ ), относительная влажность уменьшается ( $\varphi_2 < \varphi_1$ ), энтальпия увеличивается ( $h_2 > h_1$ ).

Теплота, необходимая для нагрева 1 кг сухого воздуха, равна

$$q = h_2 - h_1, \text{ кДж/(кг с.в.)}. \quad (7.15)$$



Учитывая, что расход влажного воздуха

$$G = G_{c.в.} + G_n,$$

отсюда

$$G/G_{c.в.} = 1 + G_n/G_{c.в.} = 1 + d, \quad G_{c.в.} = G/(1 + d). \quad (7.16)$$

Соответственно секундный расход тепла имеет вид

$$Q = G(h_2 - h_1)/(1 + d), \quad \text{кДж/с}. \quad (7.17)$$

#### 7.4.2. Охлаждение воздуха

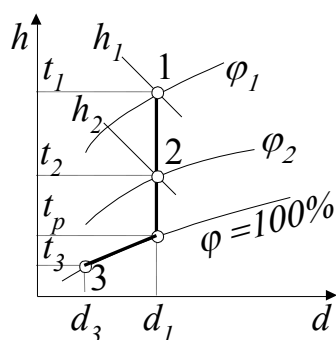


Рис. 7.6

Влажный воздух с параметрами  $t_1, \varphi_1$  охлаждается при постоянном давлении  $p = \text{const}$  до температуры  $t_2$  ( $t_3$ ). Расход воздуха  $G$ .

Различают два случая:

1)  $t_2 > t_p$  (процесс 1-2, рис. 7.6). В этом случае:

- влагосодержание не изменяется ( $d = \text{const}$ );
- относительная влажность увеличивается ( $\varphi_2 > \varphi_1$ );
- энтальпия уменьшается ( $h_2 < h_1$ ).

Теплота, отводимая от воздуха,

$$q = h_1 - h_2, \quad \text{кДж/(кг с.в.)}, \quad (7.18)$$

$$Q = \frac{G(h_1 - h_2)}{1 + d_2}, \quad \frac{\text{кДж}}{\text{с}}. \quad (7.19)$$

2) Если температура, до которой охлаждается воздух ( $t_3$ ), меньше температуры точки росы (процесс 1-3), то воздух, достигнув состояния насыщения ( $t = t_p, \varphi = 100\%$ ), при дальнейшем понижении температуры будет оставаться насыщенным и из него будет выпадать влага, поскольку  $d_3 < d_1$ .

Теплота, отводимая от воздуха в этом случае,

$$q = h_1 - h_3 + r(d_1 - d_3), \quad (\text{кДж/кг} \cdot \text{с.в.}), \quad (7.20)$$

где  $r = 2500$  кДж/кг;

$$Q = \frac{G}{1 + d_1} q, \quad \frac{\text{кДж}}{\text{кг с.в.}}. \quad (7.21)$$

В практике охлаждение воздуха до  $t < t_p$  широко применяют с целью удаления из него влаги (осушения).

### 7.4.3. Сушка материалов

В процессе сушки различных материалов воздух является сушильным агентом, и чем выше его температура, а, следовательно, давление насыщения ( $p_s$ ), тем больше он может поглотить влаги.

Пусть параметры воздуха на входе в сушильную камеру равны  $t_1$ ,  $\varphi_1$ , расход воздуха -  $G$ .

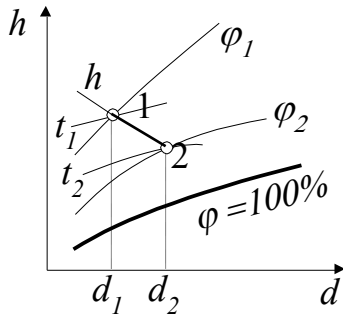


Рис. 7.7

Идеальный процесс сушки (без потерь тепла в окружающую среду) – это процесс 1-2 при постоянной энтальпии (рис. 7.7). В процессе сушки:

- относительная влажность воздуха увеличивается ( $\varphi_2 > \varphi_1$ );
- температура уменьшается ( $t_2 < t_1$ );
- влагосодержание увеличивается ( $d_2 > d_1$ ).

Количество влаги, воспринятой воздухом, вычисляется по формулам:

$$M_{\text{вл}} = d_2 - d_1, \frac{\text{кг пара}}{\text{кг с.в.}}, \quad (7.22)$$

$$G_{\text{вл}} = \frac{G(d_2 - d_1)}{1 + d_1}, \frac{\text{кг пара}}{\text{с}}. \quad (7.23)$$

В реальных процессах сушки  $h_2 < h_1$  из-за потерь тепла в окружающую среду.

### 7.4.4. Смешение потоков влажного воздуха

Пусть смешиваются два потока влажного воздуха с параметрами  $t_1$ ,  $\varphi_1$ , расходом  $G_1$  и  $t_2$ ,  $\varphi_2$ ,  $G_2$ .

Расход, энтальпия и влагосодержание образовавшейся смеси определяются следующим образом:

$$G = G_1 + G_2, \quad (7.24)$$

$$h = (G_1 / G)h_1 + (G_2 / G)h_2, \quad (7.25)$$

$$d = (G_1 / G)d_1 + (G_2 / G)d_2. \quad (7.26)$$

Влагосодержание и энтальпия потоков ( $d_1$ ,  $d_2$ ,  $h_1$ ,  $h_2$ ) рассчитываются по формулам (7.9) и (7.13). По этим же формулам после нахождения  $h$  и  $d$  смеси рассчитывается температура ( $t$ ) и относительная влажность ( $\varphi$ ) смеси. Давление смеси устанавливается опытным путем, а в задачах должно быть задано.

Для потоков влажного воздуха при атмосферном давлении  $p_1 = p_2 = p$  параметры смеси удобно находить по  $h$ - $d$ - диаграмме (рис. 7.8).

Совместное решение (7.24) и (7.26) дает:

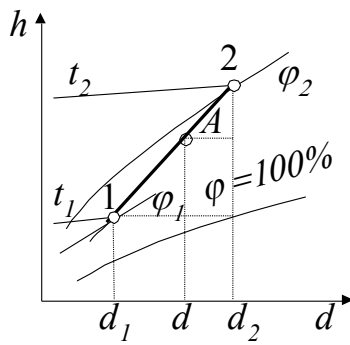


Рис. 7.8

$$\frac{G_1}{G_2} = \frac{d_2 - d}{d - d_1}.$$

Из подобия треугольников следует

$$\frac{G_1}{G_2} = \frac{d_2 - d}{d - d_1} = \frac{A - 2}{1 - A},$$

т.е. точка  $A$ , изображающая состояние смеси, лежит на прямой 1-2 и делит ее на отрезки  $A-2$  и  $1-A$ , обратно пропорциональные расходам потоков.

### 7.5. Методические указания

Необходимо усвоить основные определения и понятия, относящиеся к влажному воздуху, уметь рассчитать характеристики и параметры влажного воздуха; приобрести навыки пользования  $h-d$ - диаграммой; понимать, как изображаются на диаграмме процессы влажного воздуха (нагрев, охлаждение, сушка), как изменяются параметры в этих процессах, уметь произвести необходимые расчеты.

Следует внимательно относиться в размерностям при расчетах с влажным воздухом: влагосодержание в  $h-d$ -диаграмме может быть в (г пара)/(кг с.в.), или в (кг пара)/(кг с.в.). Относительную влажность  $\varphi$  в расчетные формулы следует подставлять в долях, а не в %, размерность давления в формулах для расчета влагосодержания (7.8-7.10) может быть любая, но одинаковая в числителе и знаменателе.

### 7.6. Задачи

1. Известны параметры влажного воздуха:  $p = 750$  мм рт. ст.,  $t = 25$  °С,  $\varphi = 80\%$ . Определите:

- парциальное давление пара в воздухе ( $p_n$ );
- абсолютную влажность воздуха ( $\rho_n$ );
- температуру точки росы ( $t_p$ );
- влагосодержание ( $d$ );
- энтальпию влажного воздуха ( $h$ );
- газовую постоянную влажного воздуха ( $R$ );
- плотность сухого воздуха ( $\rho_{с.в.}$ ).

*Решение*

При температуре  $t = 25$  °С из таблиц [8] определяется давление насыщения  $p_s = 0,031663$  бар. Вычисляется парциальное давление пара и абсолютная влажность воздуха:

$$p_n = \varphi p_s = 0,8 \cdot 0,031663 = 0,02533 \text{ бар},$$

$$\rho_n = \frac{p_n}{R_n T} = \frac{0,02533 \cdot 10^2 \cdot 18}{8,314 \cdot 298} = 0,0184 \frac{\text{кг}}{\text{м}^3}.$$

Температура точки росы ( $t_p$ ) равна температуре насыщения ( $t_s$ ) при давлении  $p_n = 0,02533$  бар и находится из таблиц [8]:  $t_p = 21,3$  °С.

Влагосодержание определяется по формуле (7.8)

$$d = 0,622 \frac{p_n}{p - p_n} = 0,622 \frac{0,02533}{1 - 0,02533} = 0,02599 \frac{\text{кг пара}}{\text{кг с.в.}}.$$

Энтальпия влажного воздуха вычисляется по формуле (7.13)

$$h = 1,004 \cdot t + d(2500 + 1,926 \cdot t) = 1,004 \cdot 25 + 0,0599(2500 + 1,926 \cdot 25) = 91,33, \frac{\text{кДж}}{\text{кг с.в.}}.$$

Мольная масса и газовая постоянная влажного воздуха в соответствии с формулой (7.11) равны:

$$\mu = 28,96 - 10,94 \frac{p_n}{p} = 28,96 - 10,94 \frac{0,02533}{1} = 28,68 \frac{\text{кг}}{\text{кмоль}},$$

$$R = \frac{8314}{\mu} = \frac{8314}{28,68} = 289,9 \frac{\text{Дж}}{\text{кг} \cdot \text{К}}.$$

Плотность сухого воздуха

$$\rho_{с.в.} = \frac{p_{с.в.}}{R_{с.в.} T} = \frac{p - p_n}{R_{с.в.} T} = \frac{(1 - 0,02533) \cdot 10^2 \cdot 29}{8,314 \cdot 298} = 1,141 \frac{\text{кг}}{\text{м}^3}.$$

Ответы:  $p_n = 0,02533$  бар,  $\rho_n = 0,0184$  кг/м<sup>3</sup>,  $t_p = 21,3$  °С,  
 $d = 0,02599$  (кг пара)/(кг с.в.),  $h = 91,33$  кДж/(кг с.в.),  
 $R = 289,9$  Дж/(кг·К),  $\rho_{с.в.} = 1,141$  кг/м<sup>3</sup>.

2. Влажный воздух с параметрами  $t_1 = 20$  °С,  $\varphi_1 = 80\%$  охлаждается при атмосферном давлении до температуры  $t_2 = 0$  °С. Определите с помощью  $h-d$ - диаграммы  $d_1$ ,  $d_2$ ,  $t_p$ ,  $\varphi_2$ . Найдите относительную влажность воздуха  $\varphi_3$ , нагретого в изобарном процессе 2-3 до первоначальной температуры  $t_1$ . Сравните  $\varphi_3$  с  $\varphi_1$ , и сделайте выводы. Представьте процессы в  $h-d$ - диаграмме.

Уточните значения  $d_1$ ,  $d_2$ ,  $t_p$ ,  $\varphi_3$  расчетным путем, приняв давление влажного воздуха  $p = 745$  мм рт.ст.

Ответы: По диаграмме:  $d_1 = 12$  г/кг с.в.,  $d_2 = 4$  г/кг с.в.,  
 $t_p = 16,5$  °С,  $\varphi_2 = 100\%$ ,  $\varphi_3 = 27\%$ .

## 8. ПРОЦЕССЫ КОМПРЕССОРОВ

Компрессоры предназначены для сжатия газов. Их можно разделить на 2 группы: *статического* сжатия (поршневые, ротационные), в которых повышение давления происходит за счет уменьшения объема, и *динамического* сжатия (центробежные, осевые, инжекционные). В компрессорах динамического сжатия сначала газу сообщается некоторая скорость, затем в процессе торможения потока скорость убывает до нуля и повышается давление газа.

Термодинамический анализ процессов, осуществляемых в компрессоре, не зависит от способа сжатия и может быть рассмотрен на примере поршневого компрессора.

### 8.1. Одноступенчатое сжатие

На рис. 8.1 представлены схема и индикаторная диаграмма идеального поршневого компрессора.

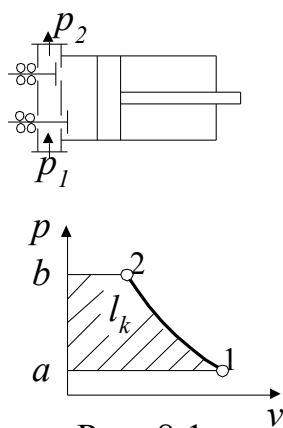


Рис. 8.1

Различают следующие стадии:

*a-1* - заполнение цилиндра газом при открытом всасывающем клапане;

*1-2* - сжатие газа от давления  $p_1$  до давления  $p_2$  при закрытых клапанах;

*2-b* - выталкивание сжатого газа при открытом нагнетательном клапане.

На сжатие и перемещение 1 кг газа в процессах наполнения и выталкивания затрачивается внешняя работа процесса *1-2*

$$l_{1-2} = - \int_{p_1}^{p_2} v dp,$$

которую производит двигатель, вращающий вал компрессора ( $l_k$ )

$$l_k = -l_{1-2} = \int_{p_1}^{p_2} v dp \quad (8.1)$$

Работа компрессора ( $l_k$ ) в  $p$ - $v$ - диаграмме изображается площадью криволинейной трапеции *a12b*.

Если уравнение первого закона термодинамики

$$q_{1-2} = h_2 - h_1 + l_{1-2}$$

записать в виде

$$-l_{1-2} = h_2 - h_1 + (-q_{1-2}),$$

то, учитывая (8.1), его можно представить так

$$l_k = h_2 - h_1 + q_{омв} . \quad (8.2)$$

Уравнение (8.2) можно рассматривать как уравнение первого закона термодинамики для компрессора, где  $q_{омв} = -q_{1-2}$  - отводимая теплота от рабочего тела в процессе сжатия.

Работа компрессора зависит от характера процесса сжатия.

На рис. 8.2 и 8.3 в  $p-v$ - и  $T-s$ - диаграммах представлены изотермический (1-2T), адиабатный (1-2a) и политропный (1-2n) процессы сжатия.

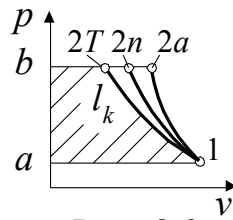


Рис. 8.2

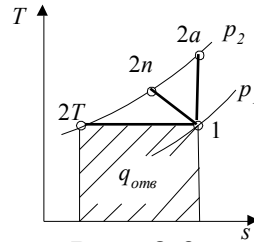


Рис. 8.3

При *изотермическом* сжатии идеального газа  $T = \text{const}$ ,  $\Delta h = 0$ . Согласно (8.2) можем записать:

$$l_k = q_{омв} = RT_1 \ln(p_2 / p_1). \quad (8.3)$$

Заштрихованные площади в  $p-v$ - и  $T-s$ - диаграммах изображают  $l_k$  и  $q_{омв}$ .

При адиабатном сжатии (неохлаждаемые компрессоры,  $q_{омв} = 0$ ) согласно (8.2) имеем

$$l_k = h_2 - h_1 \quad (8.4)$$

или

$$l_k = \frac{kRT_1}{k-1} \left[ (p_2 / p_1)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right]. \quad (8.5)$$

При *политропном* сжатии газа показатель политропы  $1 < n < k$ , работа, затрачиваемая на компрессор, может быть вычислена по уравнению (8.2) или по формуле (8.6)

$$l_k = \frac{nRT_1}{n-1} \left[ (p_2 / p_1)^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right]. \quad (8.6)$$

Величина отводимой теплоты рассчитывается по уравнению

$$q_{омв} = c_n (T_1 - T_2) = c_v \frac{n-k}{n-1} (T_1 - T_2). \quad (8.7)$$

Из  $p$ - $v$ - диаграммы (рис. 8.2) следует, что минимальная работа затрачивается на изотермическое сжатие, максимальная - на адиабатное. Чтобы приблизить процесс сжатия к наиболее выгодному (изотермическому), необходимо отводить от сжимаемого газа теплоту (например, охлаждать проточной водой цилиндр поршневого компрессора), в этом случае осуществляется политропное сжатие воздуха с показателем  $n = 1,18-1,2$ . Достичь значений  $n = 1$  не удастся.

Производительность компрессора - это количество газа, сжимаемого в компрессоре в единицу времени:  $G$ , кг/с - массовая производительность,  $V$ , м<sup>3</sup>/с - объемная производительность. Связь между ними описывает уравнение состояния идеального газа при нормальных физических условиях ( $p = 760$  мм рт. ст.,  $t = 0^\circ\text{C}$ )

$$pV = GRT. \quad (8.8)$$

Теоретическая мощность привода компрессора вычисляется по формуле

$$N = G \cdot l_k, \text{ Вт}. \quad (8.9)$$

## 8.2. Многоступенчатое сжатие

Для получения газа высокого давления применяют многоступенчатые компрессоры, в которых процесс сжатия осуществляется в нескольких последовательно соединенных цилиндрах (ступенях) с промежуточным охлаждением газа между ступенями.

На рис. 8.4-8.6 приведены схема двухступенчатого компрессора и процессы политропного сжатия с охлаждением газа между ступенями в промежуточном охладителе.

Как видно из диаграмм  $p$ - $v$  и  $T$ - $s$ , при многоступенчатом сжатии процесс в компрессоре приближается к наиболее выгодному процессу, изотермическому. При этом уменьшается работа, затрачиваемая на сжатие, на площадку  $2'2''1'$  (рис. 8.5); уменьшается температура сжатого газа ( $T_2 < T_2''$  рис. 8.6), что повышает надежность работы компрессора.

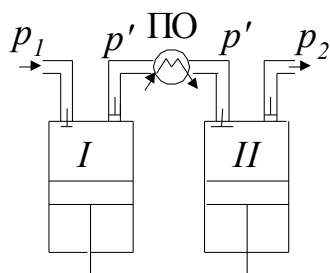


Рис. 8.4

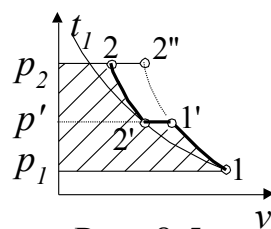


Рис. 8.5

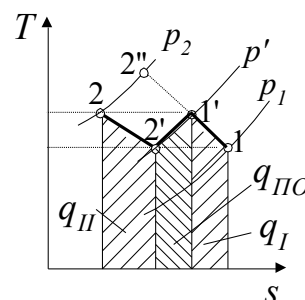


Рис. 8.6

Здесь I, II - ступени сжатия; ПО - промежуточный охладитель;  $p'$  - промежуточное давление; 1-1', 2'-2' - сжатие газа в ступенях; 1'-2' - охлаждение газа в ПО; 1-2'' - одноступенчатое сжатие газа

Пусть  $\beta = p_2/p_1$  - степень повышения давления в компрессоре,  $\beta_1 = p'/p_1$ ,  $\beta_2 = p_2/p'$  - степени повышения давления в ступенях, тогда

$$\beta = \beta_1 \cdot \beta_2. \quad (8.10)$$

Как выбираются промежуточные давления при многоступенчатом сжатии?

Анализ системы уравнений для расчета работы, затрачиваемой на двухступенчатое сжатие, имеющей вид

$$\begin{cases} l_k = l_I + l_{II}, \\ l_I = \frac{nRT_1}{n-1} \left( \beta_1^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right), \\ l_{II} = \frac{nRT_1}{n-1} \left( \beta_2^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right), \end{cases}$$

показывает, что минимальная работа затрачивается тогда, когда степени повышения давления в ступенях одинаковы ( $\beta_1 = \beta_2$ ). В этом случае на основании (8.10) имеем

$$\beta_1 = \beta_2 = \sqrt{\beta}. \quad (8.11)$$

С помощью формулы (8.11) определяется  $p'$ .

При многоступенчатом сжатии с числом ступеней  $z$  степени повышения давления в ступенях определяются из условия

$$\beta_1 = \beta_2 = \dots = \beta_z = \sqrt[z]{\beta}. \quad (8.12)$$

Если характер процессов сжатия и степени повышения давления в ступенях одинаковы, а охлаждение газа в промежуточных охладителях производится до первоначальной температуры, то можно утверждать следующее:

- работа, затрачиваемая на сжатие в каждой ступени, одинакова:

$$\begin{aligned} l_I = l_{II} = l_{III} = \dots, \\ l_k = z l_I; \end{aligned} \quad (8.13)$$

- температура сжатого газа на выходе каждой ступени одинакова (для двухступенчатого сжатия  $T_1 = T_2$ , рис. 8.6);

- теплота, отводимая от сжимаемого газа в ступенях, одинакова:

$$\begin{aligned} q_I = q_{II} = q_{III} = \dots, \\ q_{cm} = z q_I; \end{aligned}$$

- теплота, отводимая в промежуточных охладителях, одинакова:

$$\begin{aligned} q_{по_1} = q_{по_2} = \dots, \\ q_{по} = (z - 1) q_{по_1}. \end{aligned}$$



Теплота, отводимая в компрессоре от 1 кг газа, рассчитывается по формуле

$$q_{отв} = zq_I + (z-1)q_{поI}, \text{ Дж / кг.} \quad (8.14)$$

Теплота, отводимая в компрессоре в единицу времени

$$Q_{отв} = Gq_{отв}, \text{ Дж / с.} \quad (8.15)$$

Расход воды ( $G_в$ ), необходимой для охлаждения газа, рассчитывается из уравнения теплового баланса

$$Q_{отв} = G_в (h_{вых} - h_{вх}) = G_в c_{p_в} (t_{вых} - t_{вх}), \quad (8.16)$$

где  $h_{вх}$ ,  $t_{вх}$ ,  $h_{вых}$ ,  $t_{вых}$  - энтальпия и температура воды на входе и на выходе из компрессора,  $c_{p_в}$  - теплоемкость воды.

### 8.3. Оценка эффективности работы компрессоров

Степень необратимости процессов сжатия в компрессорах (охлаждаемых и неохлаждаемых) оценивается *эксергетическим КПД*

$$\eta_{экс} = \frac{ex_{отв}}{ex_{подв}} = \frac{ex_{вых} - ex_{вх} + ex(q_{отв})}{l_k}. \quad (8.17)$$

Для неохлаждаемых компрессоров ( $q_{отв} = 0$ ) эта формула принимает вид

$$\eta_{экс} = \frac{ex_{отв}}{ex_{подв}} = \frac{ex_{вых} - ex_{вх}}{l_k}. \quad (8.18)$$

Формула (8.18) справедлива и для охлаждаемых компрессоров в том случае, если полезно не используется отводимая теплота.

Если параметры газа на входе в компрессор не отличаются от параметров окружающей среды, то  $ex_{вх} = 0$ , и предыдущее выражение упрощается:

$$\eta_{экс} = \frac{ex_{отв}}{ex_{подв}} = \frac{ex_{вых}}{l_k}, \quad (8.19)$$

где  $ex_{вых} = h_{вых} - h_{oc} - T_{oc}(s_{вых} - s_{oc})$ .

При обратимых процессах сжатия  $\eta_{экс} = 1$ .

Для сравнительной оценки работы компрессоров применяют изотермический и адиабатный КПД.

*Изотермический КПД* вычисляется по формуле

$$\eta_{из} = l_{из} / l_k \quad (8.20)$$

и применяется для охлаждаемых компрессоров. Он сравнивает работу компрессора с работой изотермического сжатия. Для поршневых компрессоров  $\eta_{из} = 0,6-0,7$ .

*Адиабатный КПД* определяется следующим образом:

$$\eta_{ад} = l_{ад} / l_k. \quad (8.21)$$

Он применяется для неохлаждаемых компрессоров и сравнивает работу компрессора с работой обратимого адиабатного сжатия.

На рис. 8.7 представлены процессы обратимого адиабатного сжатия (1-2) и необратимого адиабатного сжатия (1-2 $\delta$ ).

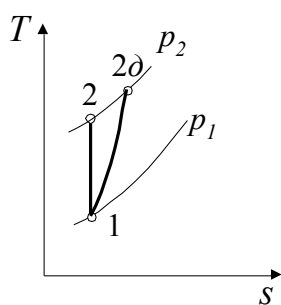


Рис. 8.7

Работа обратимого адиабатного сжатия

$$l = h_2 - h_1,$$

работа действительного процесса сжатия (внутренняя работа)

$$l_i = h_{2\delta} - h_1.$$

Адиабатный КПД компрессора называют внутренним относительным КПД компрессора и обозначают

$$\eta_{oi}^k = \frac{h_2 - h_1}{h_{2\delta} - h_1}.$$

Для центробежных компрессоров  $\eta_{oi}^k = 0,7 - 0,82$ , для осевых -  $\eta_{oi}^k = 0,84 - 0,9$ .

#### 8.4. Методические указания

Несмотря на разнообразие типов компрессоров, процессы, осуществляемые в них, тождественны, и все формулы, а также соотношения, приведенные в настоящем разделе, справедливы для всех типов компрессоров.

При изучении данной темы необходимо:

\* уяснить, что затрачиваемая работа на сжатие зависит от характера процесса сжатия;

\* понимать преимущества многоступенчатого сжатия и уметь выполнять все требуемые расчеты;

\* знать способы оценки эффективности работы компрессоров.

#### 8.5. Задачи

1. Компрессор сжимает  $100 \text{ м}^3/\text{час}$  воздуха с температурой  $t_1 = 27 \text{ }^\circ\text{C}$  от давления  $p_1 = 0,098 \text{ МПа}$  до  $p_2 = 0,8 \text{ МПа}$ .

Определить мощность, необходимую для привода идеального (без потерь) компрессора, считая сжатие: а) изотермическим; б) адиабатным; в) политропным с показателем  $n = 1,2$ .

2. Трехступенчатый компрессор производительностью  $500 \text{ м}^3/\text{час}$  сжимает азот с параметрами  $p_1 = 0,86 \text{ бар}$ ,  $t_1 = 27 \text{ }^\circ\text{C}$  до давления  $p_2 = 55 \text{ бар}$  по адиабате. Охлаждение азота в промежуточных охладителях производится до первоначальной температуры  $t_1 = 27 \text{ }^\circ\text{C}$ . Степени повышения давления в ступенях одинаковы.

Определить мощность привода компрессора ( $N_k$ , кВт) и теплоту, отводимую в промежуточных охладителях ( $Q$ , кВт). Теплоемкость принять постоянной согласно молекулярно-кинетической теории газов.

3. Компрессор производительностью  $V = 10 \text{ м}^3/\text{мин}$  сжимает воздух с параметрами  $p_1 = 0,98 \text{ бар}$ ,  $t_1 = 30 \text{ }^\circ\text{C}$  до давления  $p_2 = 3,5 \text{ бар}$ . Адиабатный КПД компрессора  $\eta_{ad} = 0,71$ , механический КПД, учитывающий потери на трение,  $\eta_m = 0,88$ .

Определить мощность привода компрессора. Определить эксергетический КПД компрессора, приняв параметры окружающей среды  $p_{oc} = p_1$ ,  $t_{oc} = t_1$ . Теплоемкость принять постоянной согласно молекулярно-кинетической теории газов.

### Решение

Массовая производительность компрессора равна

$$G = \frac{p_1 V}{RT_1} = \frac{0,98 \cdot 10^2 \cdot 10 \cdot 29}{60 \cdot 8,314 \cdot 303} = 0,188 \frac{\text{кг}}{\text{с}}.$$

Температура сжатого воздуха в обратном адиабатном процессе (рис. 8.7)

$$T_2 = T_1 \left( \frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{k-1}{k}} = 303 \left( \frac{3,5}{0,98} \right)^{1,4-1} = 435,9 \text{ K}.$$

Изобарная теплоемкость воздуха

$$c_p = \frac{\mu c_v}{\mu} + \frac{R_\mu}{\mu} = \frac{20,8}{29} + \frac{8,314}{29} = 1,0 \text{ кДж} / (\text{кг} \cdot \text{K}).$$

Работа обратимого адиабатного сжатия

$$l_{ad} = c_p (T_2 - T_1) = 1(435,9 - 303) = 132,9 \text{ кДж} / \text{кг}.$$

Работа действительного процесса сжатия (внутренняя работа)

$$l_i = \frac{l_{ad}}{\eta_{ad}} = \frac{132,9}{0,71} = 187,2 \text{ кДж} / \text{кг}.$$

Температура сжатого воздуха на выходе из компрессора

$$T_{2\partial} = T_1 + \frac{l_i}{c_p} = 303 + \frac{187,2}{1,0} = 490,2 \text{ K}$$

Затрачиваемая работа с учетом механических потерь

$$l_k = \frac{l_i}{\eta_m} = \frac{187,2}{0,88} = 212,7 \text{ кДж} / \text{кг}.$$

Мощность привода компрессора

$$N_k = l_k G = 212,7 \cdot 0,188 = 40 \text{ кВт}.$$

Эксергетический КПД компрессора

$$\eta_{\text{ЭКС}} = \frac{ex_{2\partial}}{l_k} = \frac{(h_{2\partial} - h_{oc}) - T_{oc}(s_2 - s_{oc})}{l_k} =$$

$$= \frac{c_p(T_{2\partial} - T_{oc}) - T_{oc} [c_p \ln(T_{2\partial} / T_{oc}) - R \ln(p_2 / p_{oc})]}{l_k} =$$

$$= \frac{1 \cdot (490,2 - 303) - 303 [1 \cdot \ln(490,2 / 303) - (8,314 / 29) \ln(3,5 / 0,98)]}{212,7} = 0,715.$$

Ответ:  $N_k = 40$  кВт,  $\eta_{\text{ЭКС}} = 0,715$ .

## 8.6. Ответы

1.  $N_{из} = 5,72$  кВт,  $N_{ад} = 7,84$  кВт,  $N_{пол} = 6,85$  кВт.
2.  $N_k = 60,9$  кВт,  $Q = 39,1$  кВт.

## 9. ЦИКЛЫ ГАЗОТУРБИНЫХ И ПАРОТУРБИНЫХ УСТАНОВОК

### 9.1. Методы термодинамического анализа циклов

Назначением газо – и паротурбинных установок является производство полезной работы за счет теплоты. Источником теплоты служит топливо, характеризующееся определенной теплотой сгорания  $Q_H^P$ . Максимальная полезная работа  $L_{\max}$ , которую можно получить, осуществляя любую химическую реакцию (в том числе и реакцию горения топлива), определяется соотношением Гиббса-Гельмгольца

$$L_{\max} = Q_H^P + T(dL_{\max} / dT).$$

Расчеты показывают, что для большинства ископаемых топлив  $L_{\max} \approx Q_H^P$ . Таким образом, эксергия органического топлива примерно равна теплоте его сгорания, т. е. теоретически в работу можно превратить весь тепловой эффект реакции. Практически в двигателях и установках со сжиганием в полезную работу превращается 20...40% от теплового эффекта реакции горения. Потери тепла распределяются по отдельным узлам установки и влияют на термодинамическое совершенство их, которое определяется не только количеством потерянного тепла, но и его качеством.

Количество тепловых потерь оценивается коэффициентами полезного действия (термическим, внутренним, механическим, эффективным, электрическим и т.д.). Распределение потоков тепла в установке характеризует уравнение теплового баланса.

Качество тепловых потерь оценивается эксергетическими КПД отдельных узлов установки. Распределение потоков эксергии в установке описывается уравнением эксергетического баланса.

Таким образом, наиболее полную картину распределения потерь в теплосиловой установке дает применение двух методов термодинамического анализа:

- метода коэффициентов полезного действия;
- эксергетического метода анализа.

## 9.2. Циклы газотурбинных двигателей и установок

Газотурбинные двигатели (ГТД) и установки (ГТУ) широко используются в различных областях: на транспорте (в авиации, морфлоте, перспективны для железнодорожного транспорта), в энергетике (для получения электроэнергии), для привода стационарных установок: компрессоров, насосов и др. Газовые турбины могут развивать большие мощности 100... 200 МВт.

Во всех газотурбинных двигателях и установках, кроме авиационных двигателей, используется цикл со сгоранием топлива при  $p = \text{const}$ .

### 9.2.1. Схема и цикл ГТД со сгоранием топлива при постоянном давлении

На рис. 9.1, 9.2, 9.3 представлены схема и цикл (Брайтона) газотурбинного двигателя.

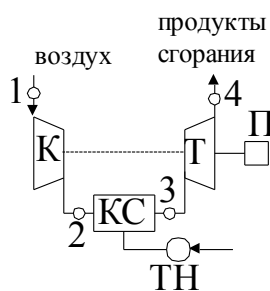


Рис. 9.1

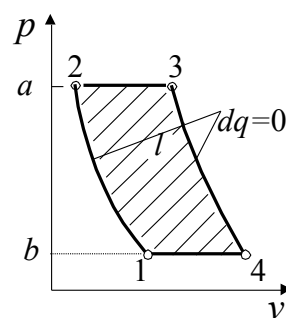


Рис. 9.2

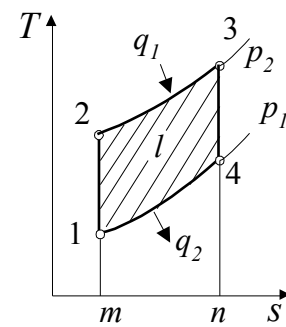


Рис. 9.3

Обозначения:  $K$  - компрессор,  $T$  - газовая турбина,  $КС$  - камера сгорания,  $ТН$  - топливный насос,  $П$  - потребитель.

Цифры на схеме соответствуют точкам цикла в  $p$ - $v$ - и  $T$ - $s$ - диаграммах.

Работа, получаемая в турбине (внешняя работа адиабатного процесса 3-4) изображается в  $p$ - $v$ - диаграмме площадкой  $a$ -3-4- $b$  и равна

$$l_T = h_3 - h_4.$$

Часть работы турбины затрачивается на сжатие воздуха в компрессоре (площадь  $a$ -2-1- $b$ )

$$l_k = h_2 - h_1.$$

Разность этих работ

$$l_T - l_k = l$$

является полезной работой, передаваемой потребителю (площадь цикла 1-2-3-4).

Подводимая теплота в цикле – теплота изобарного процесса 2-3 (в  $T-s$ -диаграмме - площадь  $m-2-3-n$ )

$$q_1 = h_3 - h_2.$$

Отводимая теплота представляет собой теплоту изобарного процесса 4-1 (площадь  $m-1-4-n$ )

$$q_2 = h_4 - h_1.$$

Разность этих теплот

$$q_1 - q_2 = l.$$

Термический КПД цикла рассчитывается по формуле

$$\eta_t = 1 - \frac{q_2}{q_1} = 1 - \frac{h_4 - h_1}{h_3 - h_2}. \quad (9.1)$$

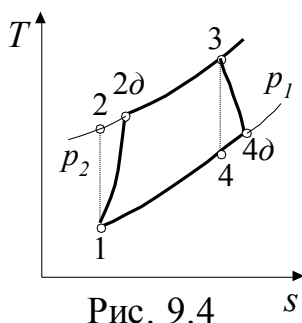
Одной из основных характеристик цикла газотурбинного двигателя является степень повышения давления в компрессоре  $\beta = p_2/p_1$ . Зависимость  $\eta_t = f(\beta)$  можно получить из (9.1) при условии  $c_p = \text{const}$ :

$$\eta_t = 1 - 1/\beta^{\frac{k-1}{k}}. \quad (9.2)$$

Согласно (9.2)  $\eta_t$  растет с увеличением  $\beta$  по экспоненте, соответственно увеличиваются температура сжатого воздуха  $T_2$  и температура газов перед турбиной  $T_3$ , которая ограничивается жаропрочностью металла лопаток турбины. В газотурбинных двигателях с циклом Брайтона  $t_3 = 700 \dots 800$  °С, что соответствует значениям  $\beta = 4 \dots 6$ .

### 9.2.2. Действительный цикл газотурбинного двигателя.

#### Метод КПД



На рис. 9.4 в  $T-s$ - диаграмме представлен действительный цикл ГТД 1-2 $\delta$ -3-4 $\delta$ .

Затрачиваемая работа в процессе 1-2 $\delta$  (внутренняя работа компрессора) вычисляется по формуле

$$l_i^k = h_{2\delta} - h_1.$$

Работа расширения в процессе 3-4 $\delta$  (внутренняя работа турбины)

$$l_i^T = h_3 - h_{4\delta}.$$

Степень необратимости процесса сжатия 1-2 $\delta$  характеризуется внутренним относительным КПД компрессора

$$\eta_{0i}^k = \frac{h_2 - h_1}{h_{2\delta} - h_1}. \quad (9.3)$$

Степень необратимости процесса расширения 3-4d характеризуется внутренним относительным КПД турбины

$$\eta_{0i}^T = \frac{h_3 - h_{4d}}{h_3 - h_4} \quad (9.4)$$

Работу действительного цикла называют внутренней работой цикла

$$l_i = l_i^T - l_i^k.$$

Теплота, подводимая в действительном цикле, равна

$$q_{1d} = h_3 - h_{2d}.$$

Эффективность действительного цикла характеризуется внутренним КПД, определяемым следующим образом:

$$\eta_i = l_i / q_{1d} = 1 - q_{2d} / q_{1d}, \quad (9.5)$$

где  $q_{2d} = h_{4d} - h_1$  - отводимая теплота в действительном цикле. Внутренний КПД цикла учитывает потери от необратимости процессов сжатия и расширения, а также потери тепла, уносимые с отработавшими газами ( $q_{2d}$ ). Все эти потери существенно возрастают с увеличением степени повышения давления воздуха в компрессоре  $\beta = p_2/p_1$ .

Потери теплоты в камере сгорания учитывает ее КПД:

$$\eta_{kc} = q_{1d} / q', \quad (9.6)$$

где  $q'$  - кДж/кг - теплота, выделившаяся при сгорании топлива в расчете на 1 кг образовавшихся продуктов сгорания.

Механические потери (потери на трение) учитываются механическим КПД компрессора ( $\eta_m^K$ ) и механическим КПД турбины ( $\eta_m^T$ ).

Работа на валу ГТД (переданная потребителю) называется эффективной и рассчитывается по формуле

$$l_e = l_i^T \eta_m^T - l_i^K / \eta_m^K.$$

Все потери в ГТД учитывает эффективный КПД:

$$\eta_e = l_e / q' = N_e / (BQ_H^P), \quad (9.7)$$

где  $N_e = l_e \cdot G$ , Вт - эффективная мощность;  $G$ , кг/с - расход рабочего тела;  $B$ , кг/с - расход топлива;  $Q_H^P$ , Дж/кг - теплотворная способность топлива.

На рис. 9.5 представлена графическая зависимость  $\eta_t = f(\beta)$  и  $\eta_e = f(\beta)$ .

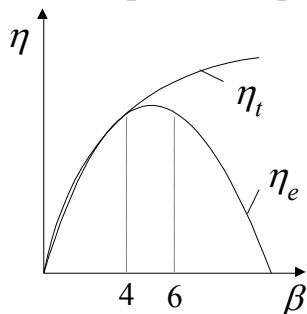


Рис. 9.5

Оптимальный интервал значений  $\beta$ , при которых  $\eta_e$  имеет максимум, составляет  $\beta = 4 \dots 6$ . При более высоких значениях  $\beta$  снижается  $\eta_e$  из-за резкого увеличения потерь от необратимости процессов сжатия и расширения рабочего тела.

Для ГТД с циклом Брайтона  $\eta_e = 17 \dots 20\%$ .

С помощью коэффициентов полезного действия можно рассчитать составляющие уравнения теплового

баланса ГТД

$$q' = l_e + q_{ном}^{КС} + q_{ном}^{yx} + l_{ном.мех}^K + l_{ном.мех}^T, \quad (9.8)$$

где  $q_{ном}^{КС} = q' - q_{10}$  - потери тепла в камере сгорания;

$q_{ном}^{yx} = h_{40} - h_1$  - потери тепла с уходящими газами;

$l_{ном.мех}^K = l_i^K / \eta_m^K - l_i^K$  - механические потери в компрессоре;

$l_{ном.мех}^T = l_i^T - \eta_m^T \cdot l_i^T$  - механические потери в турбине.

### 9.2.3. Схема и цикл энергетической газотурбинной установки

Для повышения тепловой экономичности газотурбинных установок, используемых для привода различных механизмов, применяются:

- многоступенчатое сжатие воздуха в компрессоре;
- многоступенчатое расширение газа в турбине;
- регенерация теплоты.

На рис. 9.6 и 9.7 приведены схема и цикл энергетической газотурбинной установки (ГТУ-50-800).

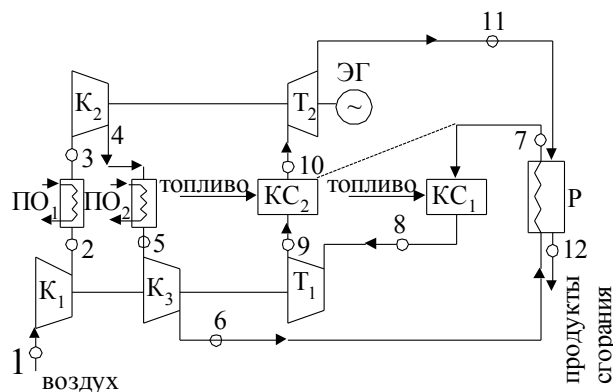


Рис. 9.6

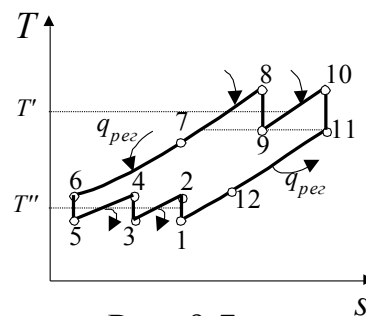


Рис. 9.7

Обозначения:  $K_1, K_2, K_3$  - ступени трехступенчатого компрессора;  $T_1, T_2$  - ступени двухступенчатой турбины;  $ПО_1, ПО_2$  - промежуточные охладители;  $КС_1, КС_2$  - камеры сгорания;  $P$  - регенератор. Цифры на схеме соответствуют узловым точкам обратимого цикла (рис. 9.7)

Подводимая теплота в цикле

$$q_1 = (h_8 - h_7) + (h_{10} - h_9);$$

отводимая теплота

$$q_2 = (h_{12} - h_1) + (h_2 - h_3) + (h_4 - h_5).$$

Теплота, переданная в регенераторе от продуктов сгорания к воздуху

$$q_{рег} = (h_7 - h_6) = (h_{11} - h_{12}).$$

Для характеристики полноты регенерации используется коэффициент, определяемый следующим образом:

$$\sigma = q_{рег} / q_{рег}^{max},$$



где  $q_{рег}^{max} = h_{11} - h_6$  - максимальная теплота регенерации. Для регенераторов газовых турбин этот коэффициент изменяется в пределах  $\sigma = 0,5..0,8$ . Применение в газотурбинных установках регенерации тепла, ступенчатого сжатия и расширения увеличивает среднюю термодинамическую температуру подвода тепла в цикле  $T'$  и уменьшает среднюю термодинамическую температуру отвода тепла  $T''$ , что дает существенное повышение термического КПД обратимого цикла, т.к.

$$\eta_t = 1 - q_2 / q_1 = 1 - T'' / T' .$$

Эффективный КПД в газотурбинных установках достигает 35% (против 14...20% для газотурбинных двигателей).

### 9.3. Циклы паротурбинных установок

Современная стационарная теплоэнергетика базируется, в основном, на паротурбинных установках. Рабочим телом таких установок является вода и водяной пар.

#### 9.3.1. Схема паротурбинной установки (ПТУ) и цикл Ренкина

На рис. 9.8, 9.9, 9.10 представлены схемы паротурбинной установки (ПТУ) и обратимый цикл в  $p-v$ - и  $T-s$ - диаграммах (цикл Ренкина).

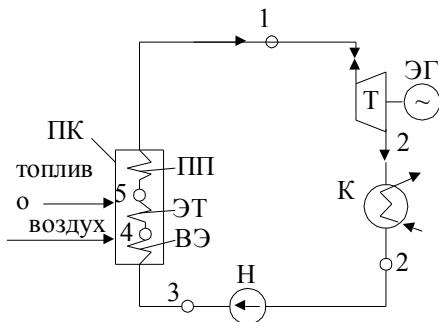


Рис. 9.8

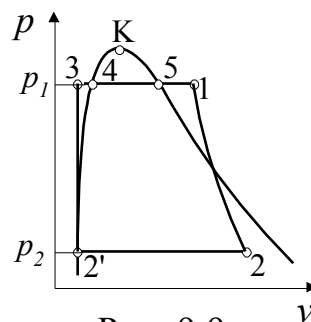


Рис. 9.9

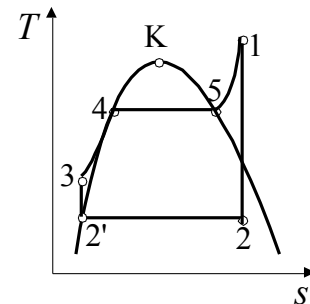


Рис. 9.10

Обозначения: ПК - паровой котел; ПП - пароперегреватель; ЭТ - экранно-испарительные (испарительные) трубы парового котла; ВЭ - водяной экономайзер; Т - паровая турбина; К - конденсатор, охлаждаемый водой; Н - насос; ЭГ - генератор электрического тока (потребитель). Цифры на схеме соответствуют узловым точкам обратимого цикла, представленного в  $p-v$ - и  $T-s$ - диаграммах

Теплота, подводимая к воде и водяному пару в паровом котле (в процессах: 3-4- нагрев воды до кипения, 4-5-испарение воды, 5-1 - перегрев пара)

$$q_1 = h_1 - h_3 .$$

Отводится теплота от водяного пара в процессе его конденсации (2-2')

$$q_2 = h_2 - h_2' .$$

Работа, получаемая в турбине, является внешней работой адиабатного процесса расширения 1-2

$$l_T = h_1 - h_2.$$

Работа, затрачиваемая на сжатие конденсата в насосе, с учетом того, что процесс сжатия является адиабатным ( $dq = 0$ ) и одновременно изохорным ( $v = \text{const}$ ) вследствие несжимаемости жидкости,

$$l_H = h_3 - h_{2'}, \quad l_H = v_{2'}(p_1 - p_2).$$

Полезная работа обратимого цикла (площадь цикла в  $p$ - $v$ - и  $T$ - $s$ - диаграммах)

$$l = q_1 - q_2, \quad l = l_T - l_H.$$

Термический КПД обратимого цикла Ренкина вычисляется по формулам:

$$\eta_t = \frac{l}{q_1} = \frac{l_T - l_H}{q_1} = \frac{(h_1 - h_2) - (h_3 - h_{2'})}{h_1 - h_3}, \quad (9.9)$$

$$\eta_t = 1 - \frac{q_2}{q_1} = 1 - \frac{h_2 - h_{2'}}{h_1 - h_3}. \quad (9.10)$$

В практических расчетах зачастую можно пренебречь работой насоса, которая, вследствие несжимаемости жидкости, ничтожна по сравнению с работой турбины. В этом случае состояние 3 на диаграммах не изображают (рис. 9.11), т.к. точка 3 совпадает с точкой 2' ( $h_3 = h_{2'}$ ):

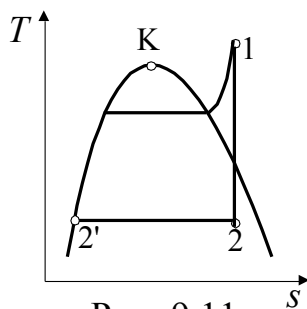


Рис. 9.11

$$q_1 = h_1 - h_{2'}, \quad l = h_1 - h_2,$$

$$\eta_t = 1 - \frac{q_2}{q_1} = 1 - \frac{h_2 - h_{2'}}{h_1 - h_{2'}}, \quad (9.11)$$

$$\eta_t = \frac{l}{q_1} = \frac{h_1 - h_2}{h_1 - h_{2'}}. \quad (9.12)$$

Анализ формул (9.9)-(9.12) показывает, что термический КПД зависит от трех параметров ( $p_1, t_1, p_2$ ), он увеличивается с повышением давления  $p_1$  в паровом котле, с увеличением температуры перегрева пара  $t_1$  и с уменьшением давления  $p_2$  в конденсаторе.

В современных мощных паротурбинных установках применяются параметры пара  $p_1 = 235...240$  бар,  $t_1 = 535...565$  °С,  $p_2 = 0,03...0,05$  бар ( $t_s = 25...35$  °С). Переход на более высокие параметры  $p_1$  и  $t_1$  определяется уровнем развития металлургии, т.к. требуются дорогостоящие высоколегированные стали. Использование более низких давлений  $p_2$  ограничено температурой воды, охлаждающей конденсатор, которая в летнее время равна  $18...20$  °С.

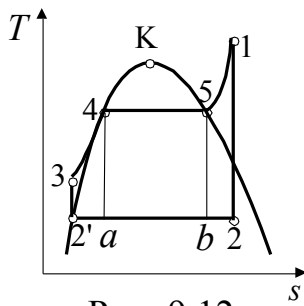


Рис. 9.12

В паротурбинной установке можно было бы осуществить цикл Карно  $a-4-5-b$  (рис. 9.12):  $4-5$  – испарение;  $5-b$  – расширение пара в турбине;  $b-a$  – неполная конденсация пара;  $a-4$  – сжатие мокрого пара в компрессоре.

На практике этот цикл не осуществляется, прежде всего, потому, что в реальном цикле, вследствие потерь на привод компрессора, затрачивалась бы большая часть мощности, вырабатываемой турбиной. Экономичнее конденсировать пар полностью, а затем насосом увеличить давление воды от  $p_2$  до  $p_1$  в процессе  $2'-3$ . Кроме того, процесс расширения сухого насыщенного пара в турбине ( $5-b$ ) связан с большими потерями на трение, вследствие существенного уменьшения степени сухости в процессе расширения, т.е. увеличения содержания воды в паре. Поэтому в паротурбинных установках применяют перегрев пара в трубах пароперегревателя парового котла. В этом случае процесс расширения  $1-2$  сдвигается в область перегретого пара, уменьшаются потери на трение при течении пара в проточной части турбины.

### 9.3.2. Система коэффициентов полезного действия для оценки эффективности ПТУ. Тепловой баланс ПТУ

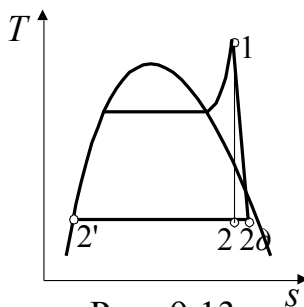


Рис. 9.13

На рис. 9.13 представлен действительный цикл Ренкина  $1-2\delta-2'$  (без учета затраты работы на насос):

$1-2\delta$  – необратимый адиабатный процесс расширения пара в турбине ( $s_{2\delta} > s_1$ );

$1-2$  – обратимый адиабатный процесс расширения ( $s_2 = s_1$ ).

Термический КПД характеризует термодинамическое совершенство обратимого цикла  $1-2-2'$ :

$$\eta_t = \frac{l}{q_1} = \frac{N}{Q_1}, \quad N = lG = (h_1 - h_2)G, \quad Q_1 = q_1G = (h_1 - h_{2'})G,$$

где  $N$ , Вт – мощность обратимого цикла,  $G$ , кг/с – расход пара,  $Q_1$ , Вт – тепловая мощность парового котла.

Относительное термодинамическое совершенство действительного цикла по сравнению с обратимым характеризует *внутренний относительный КПД* цикла

$$\eta_{0i} = \frac{l_i}{l} = \frac{(h_1 - h_{2\delta})}{(h_1 - h_2)} = \frac{N_i}{N}, \quad (9.13)$$

где  $N_i = l_iG$  – внутренняя мощность (мощность действительного цикла).

Потери тепла в паровом котле (от химического и механического недожога топлива, от теплообмена с окружающей средой, с уходящими газами и др.) характеризуются *КПД парового котла*

$$\eta_{ПК} = \frac{q_1}{q'} = \frac{Q_1}{Q'} = \frac{Q_1}{BQ_H^P}, \quad (9.14)$$

где  $q'$ , Дж/кг – теплота, выделившаяся при сгорании топлива, отнесенная к 1 кг пара;  $Q' = q'G = BQ_H^P$ , Вт – тепловой эффект реакции горения топлива;  $B$ , кг/с – расход топлива;  $Q_H^P$ , Дж/кг – теплотворная способность топлива.

Механические потери (потери на трение между деталями, затрата энергии на привод масляного насоса, осуществляющего смазку) характеризуются *механическим КПД*

$$\eta_m = \frac{l_e}{l_i} = \frac{N_e}{N_i}, \quad (9.15)$$

где  $N_e = l_e G$  – эффективная мощность (на валу турбины),  $l_e$  – эффективная работа.

Все потери в ПТУ (без учета потребителя энергии) характеризуются *эффективным КПД*

$$\eta_e = \frac{l_e}{q'} = \frac{N_e}{Q'} = \frac{N_e}{BQ_H^P}, \quad (9.16)$$

$$\eta_e = \eta_{ПК} \cdot \eta_t \cdot \eta_{oi} \cdot \eta_m. \quad (9.17)$$

Справедливость (9.17) легко проверить, если подставить значения всех КПД.

Механические и электрические потери в генераторе электрического тока учитываются *КПД генератора*

$$\eta_{Г} = \frac{l_{\mathcal{E}}}{l_e} = \frac{N_{\mathcal{E}}}{N_e}, \quad (9.18)$$

где  $l_{\mathcal{E}}$ ,  $N_{\mathcal{E}} = l_{\mathcal{E}} \cdot G$  – соответственно электрическая работа и электрическая мощность.

Все потери в энергетической паротурбинной установке, вырабатывающей электрическую энергию, учитываются *электрическим КПД*

$$\eta_{\mathcal{E}} = \frac{l_{\mathcal{E}}}{q'} = \frac{N_{\mathcal{E}}}{BQ_H^P}, \quad (9.19)$$

$$\eta_{\mathcal{E}} = \eta_e \cdot \eta_{Г}. \quad (9.20)$$

Пределы изменения приведенных выше КПД следующие:

$$\eta_{ПК} = 0,9 - 0,96, \quad \eta_t = 0,4 - 0,5, \quad \eta_{oi} = 0,8 - 0,9, \\ \eta_m = 0,97 - 0,99, \quad \eta_{Г} = 0,99, \quad \eta_{\mathcal{E}} = 0,35 - 0,40.$$

Система коэффициентов полезного действия позволяет рассчитать составляющие уравнения теплового баланса

$$q' = l_{\text{Э}} + \sum_{i=1}^n q_{\text{ном}_i} .$$

Для паротурбинной установки с циклом Ренкина

$$q' = l_{\text{Э}} + q_{\text{ном}}^{\text{ПК}} + q_{\text{ном}}^{\text{K}} + l_{\text{ном.мех}}^{\text{T}} + l_{\text{ном}}^{\text{Г}},$$

потери тепла в паровом котле

$$q_{\text{ном}}^{\text{ПК}} = q'(1 - \eta_{\text{ПК}}),$$

потери тепла в конденсаторе

$$q_{\text{ном}}^{\text{K}} = h_{2\delta} - h_{2'},$$

механические потери в турбине

$$l_{\text{ном.мех}}^{\text{T}} = l_i(1 - \eta_{\text{M}}),$$

потери в электрогенераторе

$$l_{\text{ном}}^{\text{Г}} = l_e(1 - \eta_{\text{Г}}).$$

### 9.3.3. Эксергетический анализ ПТУ

Целью эксергетического анализа любого теплового устройства является:

- расчет составляющих уравнения эксергетического баланса:

$$ex_{\text{подв}} = ex_{\text{отв}} + \sum_{i=1}^n \Delta ex_{\text{ном}_i},$$

где  $\Delta ex_{\text{ном}_i}$  – потери эксергии в отдельных узлах устройства, рассчитываемые по формуле

$$\Delta ex_{\text{ном}_i} = (ex_{\text{вх}} - ex_{\text{вых}} \pm ex_q) \mp l_{\delta};$$

- определение эксергетических КПД узлов и устройства в целом:

$$\eta_{\text{ЭКCi}} = \frac{ex_{\text{отв}_i}}{ex_{\text{подв}}}, \quad \eta_{\text{ЭКCi}} = 1 - \frac{\Delta ex_{\text{ном}_i}}{ex_{\text{подв}}} .$$

Эксергетический КПД паротурбинной установки, вырабатывающей электроэнергию, совпадает с электрическим КПД

$$\eta_{\text{ЭКC}} = \frac{ex_{\text{отв}}}{ex_{\text{подв}}} = \frac{l_{\text{Э}}}{q'} = \eta_{\text{Э}} .$$

Уравнение эксергетического баланса для ПТУ с циклом Ренкина (рис. 9.13) имеет вид

$$q' = l_{\text{Э}} + \Delta ex_{\text{ном}}^{\text{ПК}} + \Delta ex_{\text{ном}}^{\text{K}} + \Delta ex_{\text{ном}}^{\text{T}} + \Delta ex_{\text{ном}}^{\text{Г}}.$$

Потери эксергии в узлах паротурбинной установки и эксергетические КПД узлов рассчитываются по формулам

- для парового котла

$$\Delta ex_{nom}^{ПК} = ex_{2'} - ex_1 + q', \quad \eta_{ЭКС}^{ПК} = 1 - \frac{\Delta ex_{nom}^{ПК}}{q'};$$

- для паровой турбины

$$\Delta ex_{nom}^T = ex_1 - ex_{2\delta} - l_e, \quad \eta_{ЭКС}^T = 1 - \frac{\Delta ex_{nom}^T}{ex_1 - ex_{2\delta}};$$

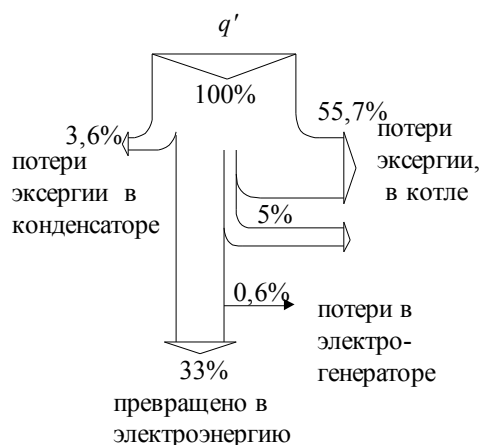
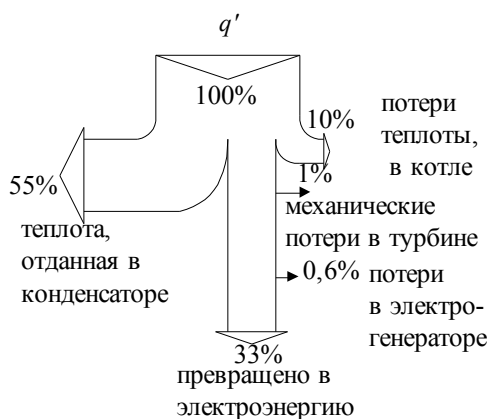
- для конденсатора

$$\Delta ex_{nom}^K = ex_{2\delta} - ex_{2'};$$

- для электрогенератора

$$\Delta ex_{nom}^Г = l_e - l_{\text{Э}}, \quad \eta_{ЭКС}^Г = \eta_{\Gamma} = l_{\text{Э}} / l_e.$$

Для паротурбинной установки с циклом Ренкина при параметрах пара  $p_1 = 100$  бар,  $t_1 = 530$  °С,  $p_2 = 0,04$  бар и коэффициентах полезного действия  $\eta_{ПК} = 0,9$ ,  $\eta_{0i} = 0,9$ ,  $\eta_m = 0,97$ ,  $\eta_{\Gamma} = 0,98$ , расчет составляющих теплового и эксергетического балансов дал результаты, представленные в виде потоков тепла (рис. 9.14) и потоков эксергии (рис. 9.15).



Анализ уравнений теплового и эксергетического балансов дает

$$\sum_{i=1}^n q_{nom_i} = \sum_{i=1}^n \Delta ex_{nom_i},$$

но потери эксергии и потери тепла для конкретного узла установки могут существенно различаться, например в паровом котле и конденсаторе. В паровом котле потери тепла составляют 10% ( $\eta_{ПК} = 0,9$ ), потери эксергии - 57,7% ( $\eta_{ЭКС}^{ПК} = 0,423$ ). КПД парового котла учитывает, главным образом, потери тепла с уходящими газами. Эксергетический КПД, кроме потерь эксергии с уходящими газами, учитывает дополнительно:

- потери эксергии от необратимости теплообмена между продуктами сгорания топлива, имеющими температуру  $\sim 2000$  °С и рабочим телом (водой и водяным паром со средней температурой  $\sim 350$  °С);

- потери эксергии от необратимости процесса горения;
- потери от присоса атмосферного воздуха и смешения его с горячими газами.

В конденсаторе потери тепла составляют 55,4%, в то время как потеря эксергии этого низкопотенциального тепла равна всего 3,6%.

Таким образом, только применение двух методов термодинамического анализа (метода КПД и эксергетического) дает возможность выявить для каждого узла установки количество тепловых потерь и их качество.

Какие существуют возможности для уменьшения потерь в паровом котле? Наибольшие потери эксергии связаны с необратимостью процесса горения и теплообменом между газами и рабочим телом (водой и водяным паром). Первые потери неустранимы, пока есть горение, вторые потери могут быть уменьшены, если уменьшить перепад температур между источником тепла и рабочим телом. Это можно сделать:

- за счет увеличения параметров пара, вырабатываемого в паровом котле;
- за счет регенеративного подогрева конденсата, подаваемого в паровой котел;
- за счет промежуточных перегревов пара в паровом котле;
- за счет применения комбинированных циклов (бинарные ПТУ, парогазовые установки, ПТУ с МГД-генератором).

### 9.3.4. Цикл ПТУ с промежуточным перегревом пара

Схема и цикл такой установки представлены на рис. 9.16, 9.17.

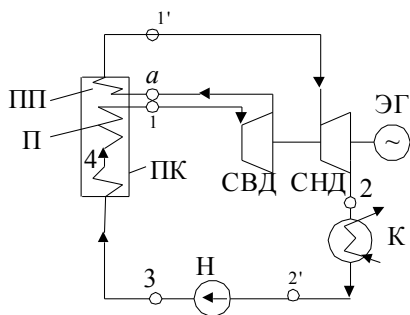


Рис. 9.16

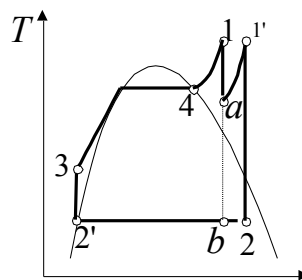


Рис. 9.17

Обозначения: ПК - паровой котел; П - пароперегреватель; ПП - промежуточный пароперегреватель; СВД, СНД - ступени высокого и низкого давлений турбины; К - конденсатор; ЭГ - электрогенератор; Н - насос. Цифры на схеме соответствуют узловым точкам обратимого цикла (рис. 9.17)

Промежуточный перегрев пара (процесс  $a-1'$ ) применяют при давлениях пара  $p_1 > 130$  бар с целью повышения степени сухости в конце процесса расширения ( $x_2 > x_b$ ). Допустимая степень сухости составляет 0,88-0,92. В ПТУ, работающих при сверхкритических давлениях, применяется два промежуточных перегрева пара.

Для обратимого цикла с промежуточным перегревом (рис. 9.17) имеем:

$$q_1 = h_1 - h_3 + (h_{1'} - h_a), \quad q_2 = h_2 - h_{2'},$$

$$l = (h_1 - h_a) + (h_{1'} - h_2) - (h_3 - h_{2'}), \quad \eta_t = 1 - q_2 / q_1 = l / q_1.$$

Применение промежуточного перегрева дает увеличение средней термодинамической температуры подвода теплоты ( $T'$ ) за счет высокотемпературного процесса подвода теплоты в промежуточном пароперегревателе и, в конечном итоге, увеличение термического КПД цикла в среднем на 2-3%.

### 9.3.5. Регенеративный цикл паротурбинной установки

Регенерация в паротурбинных установках – это подогрев конденсата перед подачей его в паровой котел за счет тепла отборов пара из турбины. Применяются подогреватели двух типов: смешивающего и поверхностного.

На рис. 9.18 и 9.19 представлены схема и цикл ПТУ с двумя подогревателями смешивающего типа

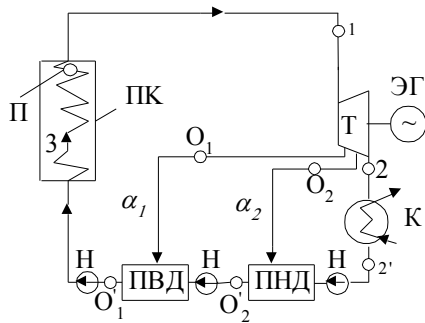


Рис. 9.18

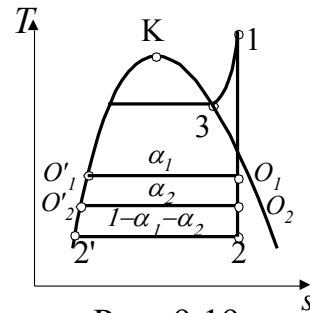


Рис. 9.19

Обозначения: ПК - паровой котел; П - пароперегреватель; Т- турбина; ПВД, ПНД – подогреватели высокого и низкого давлений; К – конденсатор; ЭГ - электрогенератор; Н - насосы. Цифры на схеме соответствуют узловым точкам обратимого цикла (рис. 9.19). Через  $\alpha_1 = G_1/G$ ,  $\alpha_2 = G_2/G$  обозначены массовые доли пара, направляемые в отборы,  $G_1$ ,  $G_2$  - расходы пара, направляемые в отборы;  $G$ - полный расход пара, поступающего на турбину

Пар, поступающий в подогреватели, конденсируется (процессы  $O_1 - O_1'$ ,  $O_2 - O_2'$ ) и при смешении с водой подогревает ее (процессы  $2' - O_2'$ ,  $O_2' - O_1'$ ).

Для обратимого цикла (рис. 9.19), без учета работы насосов, подводимая и отводимая теплота, работа цикла и термический КПД рассчитываются по формулам:

$$q_1 = h_1 - h_{O_1}, \quad q_2 = (1 - \alpha_1 - \alpha_2)(h_2 - h_{2'}),$$

$$l = (h_1 - h_{O_1}) + (1 - \alpha_1)(h_{O_1} - h_{O_2}) + (1 - \alpha_1 - \alpha_2)(h_{O_2} - h_2),$$

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



Массовые доли пара  $\alpha_1$  и  $\alpha_2$  находятся из уравнений теплового баланса для подогревателей.

Для ПВД

$$\alpha_1(h_o - h_{o'_1}) = (1 - \alpha_1)(h_{o'_1} - h_{o'_2}),$$

для ПНД

$$\alpha_2(h_{o_2} - h_{o'_2}) = (1 - \alpha_1 - \alpha_2)(h_{o'_2} - h_{2'}).$$

Применение регенеративного подогрева воды дает:

1. Повышение  $\eta_t$ , т.к. увеличивается средняя термодинамическая температура подвода теплоты к рабочему телу (процесс  $O'_1-1$  вместо  $2'-1$  в цикле без регенерации).

2. Повышение  $\eta_{\text{ЭКС}}^{\text{ПК}}$  за счет снижения потерь от необратимости передачи теплоты к воде в подогревателях по сравнению с передачей теплоты к воде в паровом котле.

В современных мощных паротурбинных установках число регенеративных подогревателей достигает 7-9. Применение регенерации дает увеличение электрического КПД на 12-15%.

### 9.3.6. Теплофикационные паротурбинные установки

Теплофикационными называются установки, в которых вырабатывается электрическая энергия и тепло в виде технологического пара или горячей воды для отопления, горячего водоснабжения.

Источником тепла может быть пар, отработавший в турбине, или производственный отбор пара, направляемый потребителю.

Различают три типа теплофикационных ПТУ:

- противодавленческие;
- с ухудшенным вакуумом;
- с регулируемым отбором пара.

В противодавленческих установках и установках с ухудшенным вакуумом источником тепла является пар, отработавший в турбине (рис.9.20, 9.21).

В противодавленческих установках давление пара на выходе из турбины ( $p_2$ ) больше атмосферного ( $p_2 > 1$  бар,  $t_s > 100$  °С); в установках с ухудшенным вакуумом  $p_2 < 1$  бар,  $t_s < 100$  °С.

В теплофикационных установках, представленных на рис. 9.20, 9.21, давление пара на выходе из турбины  $p_2 = 0,5-1,5$  бар, что соответствует температуре насыщения  $t_s = 81-111$  °С и позволяет получить горячую воду с температурой примерно на  $10$  °С ниже.

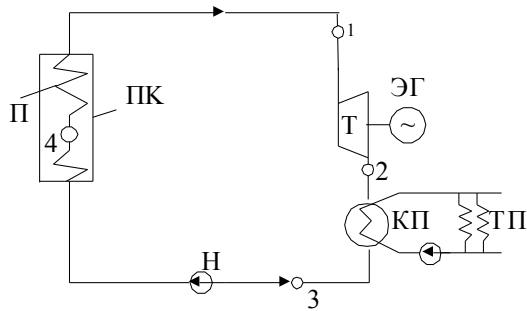


Рис. 9.20

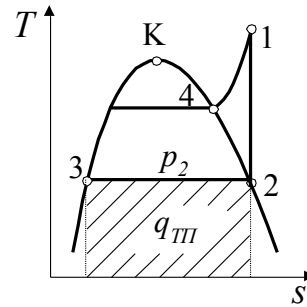


Рис. 9.21

Обозначения: ПК - паровой котел; П - пароперегреватель; Т - турбина, КП - конденсатор - подогреватель; ТП - тепловой потребитель; ЭГ - электрогенератор; Н - насос. Цифры на схеме (рис. 9.20) соответствуют узловым точкам обратимого цикла (рис. 9.21)

Работа, получаемая в турбине, и теплота, отдаваемая потребителю, рассчитывается по формулам:

$$l = h_1 - h_2, \quad q_{ТП} = h_2 - h_3.$$

Мощность установки по выработке электроэнергии

$$N = (h_1 - h_2)G, \text{ Вт}$$

и тепловая мощность

$$Q_{ТП} = (h_2 - h_3)G, \text{ Вт}$$

прямо пропорциональны расходу пара  $G$ , кг/с, т.е. жестко связаны между собой (если увеличить расход, то увеличиваются и  $N$ , и  $Q_{ТП}$ ). На практике это неудобно, т.к. графики потребности в электроэнергии и теплоте почти никогда не совпадают.

От этого недостатка свободны теплофикационные установки с регулируемым производственным отбором пара.

Схема и цикл такой установки представлены на рис. 9.22, 9.23.

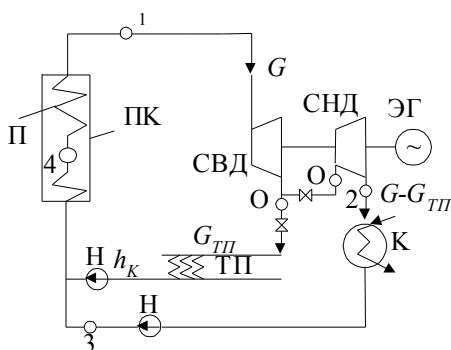


Рис. 9.22

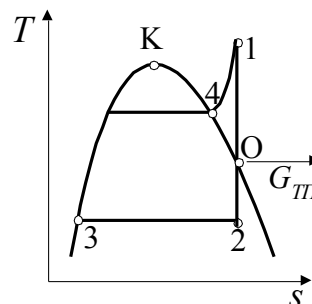


Рис. 9.23

Обозначения: ПК - паровой котел; П - пароперегреватель; СВД, СНД - ступени высокого и низкого давлений турбины; ТП - тепловой потребитель; К - конденсатор; ЭГ - электрогенератор; Н - насос;  $G$ ,  $G_{ТП}$  - соответственно, полный расход пара и расход пара, направляемого тепловому потребителю. Цифры на схеме соответствуют узловым точкам обратимого цикла (рис. 9.23)

Мощность установки по выработке электроэнергии

$$N = (h_1 - h_o)G + (G - G_{ТП})(h_o - h_2), \text{ Вт}$$

и тепловая мощность

$$Q_{ТП} = (h_o - h_k)G_{ТП}, \text{ Вт}$$

независимы благодаря возможности регулирования расхода пара, отпускаемого потребителю ( $G_{ТП}$ ).

При необходимости можно предусмотреть два или более регулируемых отбора с разными параметрами пара. Установки с производственным регулируемым отбором пара широко распространены на ТЭЦ.

Эффективность работы теплофикационных установок оценивается эксергетическим КПД

$$\eta_{\text{ЭКС}} = \frac{N_{\text{Э}} + \text{ex}(Q_{ТП})}{BQ_H^P}.$$

Эксергия тепловой мощности

$$\text{ex}(Q_{ТП}) = G_{ТП}(ex_o - ex_k),$$

где

$$ex_o - ex_k = (h_o - h_k) - T_{oc}(s_o - s_k).$$

Здесь  $h_k, s_k$  – параметры возвращаемого потребителем конденсата.

Сравнение по тепловой экономичности конденсационных (вырабатывающих только электроэнергию) и теплофикационных паротурбинных установок позволяет сделать следующие выводы:

1. Эксергетический КПД теплофикационных паротурбинных установок выше эксергетического КПД конденсационных установок за счет уменьшения потерь эксергии в конденсаторе.

2. При раздельном производстве теплоты и электроэнергии (конденсационная ПТУ + котельная) расход топлива больше, чем при совместной их выработке на теплофикационной ПТУ, в среднем на 15-20%.

#### 9.4. Атомные паротурбинные установки

На рис. 9.24 приведена схема *двухконтурной* атомной паротурбинной установки.

Атомный реактор представляет собой металлический кожух, заполненный стержнями с ядерным горючим (природный уран  $^{238}\text{U}$  в смеси с ураном  $^{235}\text{U}$ ). При делении ядер урана выделяется теплота.

В первом контуре (I) циркулирует теплоноситель (вода под давлением, жидкие металлы, органические жидкости, газы), прокачиваемый насосами через атомный реактор и нагреваемый за счет теплоты, выделяющейся в результате реакции деления ядерного топлива.

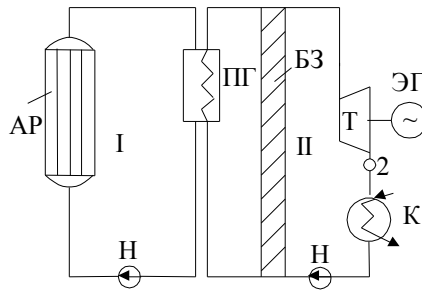


Рис. 9.24

Обозначения: АР - атомный реактор;  
 ПГ - парогенератор; Т - турбина; К - конденсатор;  
 Н - насос; БЗ - биологическая защита

Во втором контуре (II) циркулирует рабочее тело (вода и водяной пар). Теплота от теплоносителя к рабочему телу передается в теплообменнике – парогенераторе.

Биологическая защита – стена из баррибетона, отделяющая оборудование второго контура, которое обслуживается людьми, от оборудования первого контура.

При *одноконтурной* схеме рабочее тело из реактора направляется в турбину. В этом случае все оборудование работает в радиоактивных условиях. Это усложняет эксплуатацию. Преимуществом является лишь простота конструкции.

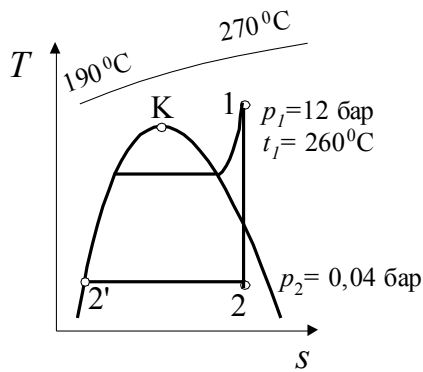


Рис. 9.25

На рис. 9.25 представлен обратимый цикл в *T-s*-диаграмме первой в мире атомной паротурбинной установки (1954 г.).

Установка – двухконтурная. Теплоноситель – вода при давлении 100 бар, нагреваемая в атомном реакторе от 190<sup>0</sup>С до 270<sup>0</sup>С.

Электрическая мощность установки  $N_э=5$  МВт, электрический КПД

$$\eta_э = \frac{N_э}{Q_T} \cdot 100 = 17\% ,$$

где  $Q_T = G_T(h_T'' - h_T')$ , Вт – тепловая мощность атомного реактора;

$G_T$ , кг/с – расход теплоносителя;

$h_T'$ ,  $h_T''$  - энтальпия теплоносителя на входе и на выходе атомного реактора.

Развитие и совершенствование оборудования атомных электростанций позволило повысить параметры пара до  $P_1 = 30 - 80$  бар, температуру перегрева до  $t_1 = 500 - 515^0$ С, электрический КПД до  $\eta_э = 35\%$ , единичную мощность энергоблоков довести до 1000 МВт и более.

Для атомных паротурбинных установок приходится решать много проблем: обеспечение максимального теплосъема в атомном реакторе, осуществление теплообмена в парогенераторе с наименьшей степенью необратимости, проведение процесса расширения пара в турбине при допустимой влажности пара  $x_2 \geq x_{дон} = 0,88 - 0,92$ .

Достоинством атомных электростанций является независимость от источников сырья. Для выработки 1 млн. кВт·ч электроэнергии требуется 200 г урана или 400 т угля. Экологическая чистота АЭС много выше, чем ТЭС, работающей на органическом топливе. Атомная энергетика – это энергетика будущего.

### 9.5. Методические указания

При изучении темы “Циклы газотурбинных двигателей и установок” необходимо:

- понимать принцип работы ГТД и ГТУ;
- знать схемы установок и уметь анализировать их работу, используя  $p$ - $v$ - и  $T$ - $s$ - диаграммы;
- понимать смысл коэффициентов полезного действия, характеризующих различные виды потерь в ГТУ;
- уметь рассчитать составляющие уравнения теплового баланса;
- знать способы повышения тепловой экономичности ГТУ.

Паротурбинные установки являются основой теплоэнергетики, поэтому особое внимание следует уделить средствам повышения эффективности циклов паротурбинных установок. Понимать возможности и особенности применения для оценки эффективности *метода КПД* и *эксергетического* метода. Знать способы увеличения КПД паротурбинных установок: увеличение параметров пара перед турбиной, снижение давления в конденсаторе, применение промежуточного перегрева пара, регенеративного подогрева конденсата.

Разобраться с особенностями работы и расчета теплофикационных и атомных установок.

### 9.6. Задачи

1. Для газотурбинного двигателя с циклом Брайтона (рис. 9.4) дано:
  - параметры воздуха на входе в компрессор  $p_1 = 1$  бар,  $t_1 = 20$  °С;
  - степень повышения давления в компрессоре  $\beta = p_2/p_1 = 6$ ;
  - внутренние относительные КПД турбины и компрессора  $\eta_{0i}^T = 0,85$ ,  $\eta_{0i}^K = 0,8$ ;
  - механические КПД турбины и компрессора  $\eta_m^T = 0,98$ ,  $\eta_m^K = 0,97$ ;
  - КПД камеры сгорания  $\eta_{КС} = 0,96$ .

Рассчитать:

- температуры  $t_2$ ,  $t_4$ , термический КПД ( $\eta_t$ ) обратимого цикла 1-2-3-4;

- эффективный КПД ГТД ( $\eta_e$ );
- составляющие уравнения теплового баланса, проверить тождество, сделать выводы.

Принять, что рабочее тело обладает свойствами воздуха. Теплоемкость воздуха считать постоянной ( $\mu c_v = 20,8$  кДж/кмоль $^{\circ}$ С).

### Решение

Для воздуха (двухатомный газ) при постоянной теплоемкости показатель адиабаты  $k = 1,4$ , изобарная теплоемкость

$$c_p = \frac{\mu c_v + R_{\mu}}{\mu} = \frac{20,8 + 8,314}{29} = 1 \frac{\text{кДж}}{\text{кг} \cdot ^{\circ}\text{С}}.$$

Температуры  $T_2$  и  $T_4$  рассчитываются по связям между параметрами в обратимых адиабатных процессах 1-2 и 3-4:

$$T_2 = T_1 (p_2 / p_1)^{\frac{k-1}{k}} = 293 \cdot 6^{\frac{1,4-1}{1,4}} = 488,9 \text{ К},$$

$$T_4 = T_3 (p_4 / p_3)^{\frac{k-1}{k}} = 1073 \cdot (1/6)^{\frac{1,4-1}{1,4}} = 643,1 \text{ К}.$$

Термический КПД обратимого цикла 1-2-3-4 при постоянной теплоемкости:

$$\eta_t = 1 - \frac{c_p (T_4 - T_1)}{c_p (T_3 - T_2)} = 1 - \frac{1 \cdot (643,1 - 293)}{1 \cdot (1073 - 488,9)} = 0,4.$$

Рассчитываются конечные температуры действительных процессов сжатия и расширения  $T_{2\partial}$  и  $T_{4\partial}$  по уравнениям (9.3) и (9.4). При постоянной теплоемкости имеем:

$$T_{2\partial} = T_1 + (T_2 - T_1) / \eta_{oi}^K = 293 + (488,9 - 293) / 0,8 = 537,9 \text{ К},$$

$$T_{4\partial} = T_3 - (T_3 - T_4) \eta_{oi}^T = 1073 - (1073 - 643,1) \cdot 0,85 = 707,6 \text{ К}.$$

Рассчитываются  $q'$ ,  $l_e$ ,  $\eta_e$ :

$$q' = \frac{c_p (T_3 - T_{2\partial})}{\eta_{KC}} = \frac{1 \cdot (1073 - 537,9)}{0,96} = 557,4 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}};$$

$$l_e = c_p (T_3 - T_{4\partial}) \eta_m^T - c_p (T_{2\partial} - T_1) / \eta_m^K =$$

$$= 1 \cdot (1073 - 707,6) \cdot 0,98 - 1 \cdot (537,9 - 293) / 0,97 = 105,6 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}};$$

$$\eta_e = l_e / q' = 105,6 / 557,4 = 0,189.$$

Рассчитываются потери:

- тепла в камере сгорания

$$q_{ном}^{KC} = q' - c_p (T_3 - T_{2\partial}) = 557,4 - 1 \cdot (1073 - 537,9) = 22,3 \text{ кДж/кг};$$

- тепла с отработавшими газами

$$q_{ном}^{yx} = c_p (T_{4\partial} - T_1) = 1 \cdot (707,6 - 293) = 414,6 \text{ кДж/кг};$$

- механические потери в компрессоре

$$l_{ном}^K = c_p (T_{2\partial} - T_1) (1/\eta_m^K - 1) = 1 \cdot (537,9 - 293) (1/0,97 - 1) = 7,6 \text{ кДж/кг};$$

- механические потери в турбине

$$l_{ном}^T = c_p (T_3 - T_{4\partial}) (1 - \eta_m^T) = 1 \cdot (1073 - 707,6) (1 - 0,98) = 7,3 \text{ кДж/кг}.$$

Подстановка численных значений в уравнение теплового баланса

$$q' = l_e + q_{ном}^{KC} + q_{ном}^{yx} + l_{ном}^K + l_{ном}^T$$

дает тождество

$$557,4 = 105,6 + 22,3 + 414,6 + 7,6 + 7,3 = 557,4 \text{ кДж/кг}.$$

*Вывод.* Максимальное количество тепла в газотурбинном двигателе теряется с отработавшими газами.

2. Сравнить термические КПД трех циклов с давлением в паровом котле  $p_1 = 98$  бар, в конденсаторе –  $p_2 = 0,04$  бар:

а) цикла Ренкина на насыщенном паре ( $x_1 = 1$ );

б) цикла Карно;

в) цикла Ренкина на перегретом паре с  $t_1 = 540$  °С.

Затратой работы на насос пренебречь.

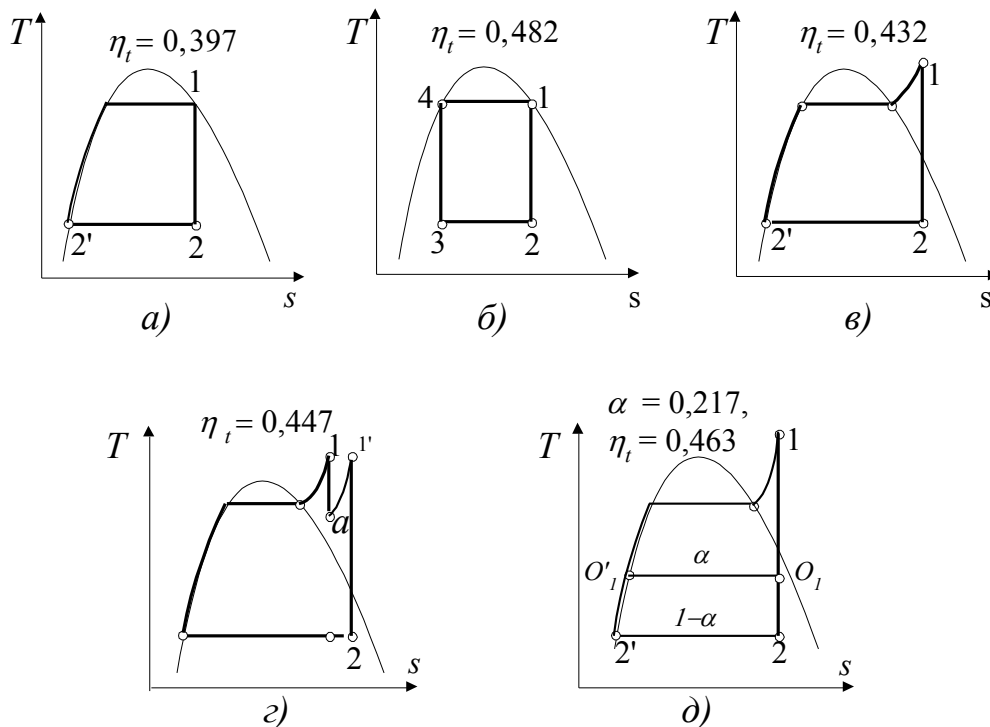
Как изменится термический КПД цикла Ренкина на перегретом паре с параметрами  $p_1 = 98$  бар,  $t_1 = 540$  °С,  $p_2 = 0,04$  бар, если:

г) ввести промежуточный перегрев пара при давлении  $p' = 10$  бар до первоначальной температуры?

д) ввести регенеративный подогрев конденсата в одном смешивающем подогревателе при давлении  $p_0 = 7$  бар?

Сопоставить полученные результаты и сделать выводы.

### 9.7. Ответы:



## 10. ЦИКЛЫ ТЕПЛОТРАНСФОРМАТОРОВ

Теплотрансформаторами называются устройства, в которых теплота передается от холодного тела к горячему (холодильная установка, тепловой насос, комбинированная установка для выработки искусственного холода и тепла). Такой процесс передачи теплоты не может происходить самопроизвольно, он требует затраты энергии любого вида: электрической, механической, энергии потока газа или пара и т.д.

Циклы теплотрансформаторов - обратные (против часовой стрелки) в отличие от циклов тепловых двигателей.

### 10.1. Идеальные циклы теплотрансформаторов

Идеальным циклом теплотрансформатора является обратный цикл Карно, изображенный на рис. 10.1.

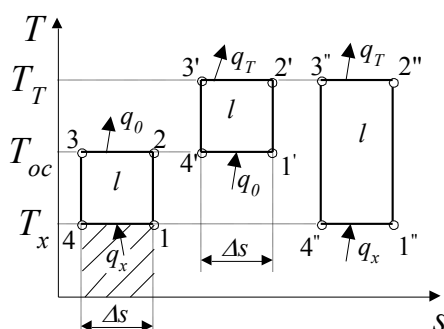


Рис. 10.1

Здесь 1-2-3-4 - идеальный цикл *холодильной установки*, вырабатывающей искусственный холод;  $T_{oc}$  - температура окружающей среды;  $T_x$  - температура охлаждаемого тела;  $T_T$  - температура нагреваемого тела

Рабочее тело холодильных установок называется *холодильным агентом*. В процессах 1-2 и 3-4 хладагент сжимается и расширяется по адиабате, в процессе 4-1 воспринимает тепло ( $q_x$ ) от охлаждаемого тела, в процессе 2-3 отдает тепло ( $q_0$ ) в окружающую среду.

Теплота, отводимая от охлаждаемого тела и переданная хладагенту ( $q_x$ , кДж/кг) называется *удельной холодопроизводительностью* (заштрихованная площадь, рис. 10.1).

Полная холодопроизводительность

$$Q_x = q_x G, \text{ кВт},$$

где  $G$ , кг/с - расход хладагента.

Затрачиваемая работа ( $l$ ) представляется в диаграмме площадью цикла 1-2-3-4

$$l = q_0 - q_x .$$

Затрачиваемая мощность  $N = lG$ , кВт.



Эффективность цикла холодильной установки характеризуется *холодильным коэффициентом*

$$\varepsilon = q_x / l = Q_x / N. \quad (10.1)$$

Для обратного цикла Карно 1-2-3-4 можно записать:

$$q_x = T_x \Delta s, \quad l = (T_{oc} - T_x) \Delta s, \quad \varepsilon_k = T_x / (T_{oc} - T_x). \quad (10.2)$$

Холодильный коэффициент изменяется в пределах от 0 до  $\infty$  ( $0 < \varepsilon < \infty$ ) и зависит от температур  $T_x$  и  $T_{oc}$ . С уменьшением температуры вырабатываемого холода ( $T_x$ ), с увеличением температуры окружающей среды ( $T_{oc}$ ) холодильный коэффициент уменьшается.

Идеальный цикл *теплового насоса* изображен на рис. 10.1 в виде прямоугольника с вершинами 1'-2'-3'-4'. Тепловые насосы используются для отопления помещений, для нагрева различных веществ (например, воды) за счет тепла окружающей среды или других низкопотенциальных источников.

Теплота, передаваемая от рабочего тела в окружающую среду или нагреваемому телу ( $q_T$ , кДж/кг), называется *удельной тепловой производительностью* теплового насоса.

Полная теплопроизводительность равна

$$Q_T = q_T G, \text{ кВт.}$$

Затрачиваемая работа

$$l = q_T - q_0$$

представляется площадью цикла 1'-2'-3'-4' в  $T$ - $s$ - диаграмме.

Затрачиваемая мощность  $N = lG$ , кВт.

Эффективность цикла теплового насоса характеризуется *коэффициентом отопления*, вычисляемого по формуле

$$\mu = q_T / l = Q_T / N. \quad (10.3)$$

Для обратного цикла Карно 1'-2'-3'-4':

$$q_T = T_T \Delta s, \quad l = (T_T - T_{oc}) \Delta s, \quad \mu_k = T_T / (T_T - T_{oc}). \quad (10.4)$$

Согласно (10.4) коэффициент отопления всегда больше 1 ( $\mu > 1$ ), он зависит от температур вырабатываемого тепла ( $T_T$ ) и окружающей среды ( $T_{oc}$ ). С увеличением ( $T_T$ ) либо падением температуры ( $T_{oc}$ ) коэффициент отопления ( $\mu$ ) уменьшается.

Идеальный цикл *комбинированной установки*, предназначенной для выработки искусственного холода и тепла, изображен на рис. 10.1 в виде прямоугольника с вершинами 1''2''3''4''. Эффективность цикла такой установки характеризуется коэффициентом трансформации

$$K = (q_x + q_T) / l = (Q_x + Q_T) / N. \quad (10.5)$$

Для обратного цикла Карно:

$$K_K = (T_x + T_T) / (T_T - T_x). \quad (10.6)$$

Согласно (10.6), коэффициент трансформации  $K_K > 1$  зависит от температур  $T_x$  и  $T_T$  и уменьшается с увеличением  $T_T$  или снижением  $T_x$ .

Таким образом, коэффициенты  $\varepsilon$ ,  $\mu$ ,  $K$  зависят от температур вырабатываемого холода или тепла, и не годятся для сравнения по эффективности теплотрансформаторов, работающих в разных температурных интервалах. От этого недостатка свободен эксергетический КПД

$$\eta_{\text{ЭКС}} = ex_{\text{отв}} / ex_{\text{подв}},$$

который не зависит от температур горячего и холодного источников, и является показателем термодинамического совершенства, т.к. характеризует степень необратимости реальных процессов, протекающих в теплотрансформаторах.

В частности, для теплового насоса с электроприводом можно записать:

$$ex_{\text{отв}} = ex_{Q_T} = Q_T(1 - T_{oc}/T_T), \quad ex_{\text{подв}} = N_{\text{Э}}, \quad (10.7)$$

$$\eta_{\text{ЭКС}} = \frac{Q_T}{N_{\text{Э}}} \left( 1 - \frac{T_{oc}}{T_T} \right) = \frac{Q_T}{N_{\text{Э}}} \left( \frac{T_T - T_{oc}}{T_T} \right) = \frac{\mu}{\mu_k},$$

где  $\mu$  - отопительный коэффициент теплового насоса (учитывает все потери),  $\mu_k$  - отопительный коэффициент цикла Карно для данного интервала температур ( $T_T - T_{oc}$ ).

Аналогичные формулы могут быть получены для холодильной установки и для комбинированной установки:

$$\eta_{\text{ЭКС}} = \varepsilon / \varepsilon_k, \quad (10.8)$$

$$\eta_{\text{ЭКС}} = K / K_k. \quad (10.9)$$

Эксергетический КПД изменяется в пределах от 0 до 1 ( $0 < \eta_{\text{ЭКС}} \leq 1$ ).

Для идеального теплотрансформатора с циклом Карно  $\eta_{\text{ЭКС}} = 1$ .

По виду рабочего цикла теплотрансформаторы делятся на 2 основные группы: газовые и паровые.

## 10.2. Схема и цикл газовой (воздушной) холодильной установки

Впервые промышленное получение холода было осуществлено с помощью воздушной холодильной установки.

Схема и обратимый цикл воздушной холодильной установки представлены на рис. 10.2, 10.3, 10.4.

Работа, затрачиваемая на сжатие воздуха в компрессоре (площадь  $a-1-2-b$  в  $p-v$ - диаграмме),

$$l_k = h_2 - h_1.$$

Работа, получаемая при расширении воздуха в детандере (площадь  $a-4-3-b$ ),

$$l_d = h_3 - h_4$$

частично компенсирует затраты работы на сжатие (компрессор, детандер и электродвигатель находятся на одном валу).

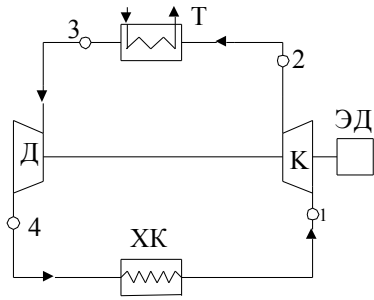


Рис. 10.2

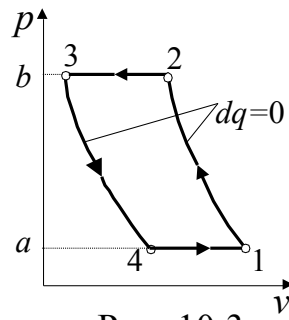


Рис. 10.3

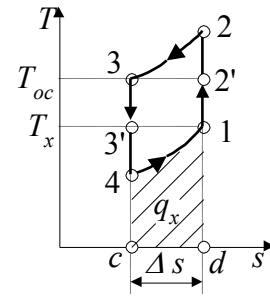


Рис. 10.4

Обозначения: К – компрессор; Д – детандер; ХК - холодильная камера; Т -теплообменник, охлаждаемый водой; ЭД – электродвигатель;  $T_{oc} = T_3$  - температура окружающей среды;  $T_x = T_1$  - температура вырабатываемого холода.

Цифры на схеме соответствуют узловым точкам обратимого цикла 1-2-3-4.

Результирующая затрачиваемая работа (площадь цикла 1-2-3-4 в  $p$ - $v$ - и  $T$ - $s$ - диаграммах)

$$l = l_k - l_d = (h_2 - h_1) - (h_3 - h_4).$$

Удельная холодопроизводительность обратимого цикла (площадь 1-4- $c$ - $d$  в  $T$ - $s$ - диаграмме)

$$q_x = h_1 - h_4.$$

Теплота, передаваемая от охлаждаемого воздуха к воде в теплообменнике (Площ. 2-3- $c$ - $d$ ),

$$q_0 = h_2 - h_3, \quad q_0 = q_x + l.$$

Холодильный коэффициент обратимого цикла

$$\varepsilon_t = \frac{q_x}{l} = \frac{h_1 - h_4}{(h_2 - h_1) - (h_3 - h_4)}.$$

В газовой холодильной установке невозможно осуществить изотермический процесс подвода и отвода теплоты, поэтому обратимый цикл 1-2-3-4 отличается от цикла Карно 1-2'-3-3' для данного интервала температур  $T_x - T_{oc}$ . Из  $T$ - $s$ - диаграммы видно, что в цикле Карно удельная холодопроизводительность больше (Площ.  $c3'1d >$  Площ.  $c41d$ ), а затрачиваемая работа меньше (Площ. 1-2'-3-3' < Площ. 1-2-3-4), чем в цикле воздушной холодильной установки, следовательно, холодильный коэффициент цикла Карно

$$\varepsilon_K = \frac{T_x}{T_{oc} - T_x} > \varepsilon_t.$$

Эксергетический КПД обратимого цикла для газовых холодильных установок

$$\eta_{\text{ЭКС}} = \varepsilon_t / \varepsilon_K = 0,2 - 0,25,$$

что говорит о низком термодинамическом совершенстве газовых циклов.

На рис. 10.5 представлен действительный цикл воздушной холодильной установки 1-2 $\delta$ -3-4 $\delta$ .

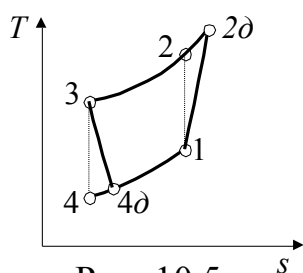


Рис. 10.5

Степень необратимости процессов сжатия и расширения воздуха учитывается внутренним относительным КПД компрессора и внутренним относительным КПД детандера:

$$\eta_{0i}^K = \frac{h_2 - h_1}{h_{2\delta} - h_1}, \quad \eta_{0i}^D = \frac{h_3 - h_{4\delta}}{h_3 - h_4}.$$

Механические и электрические потери в компрессоре, детандере и электродвигателе учитываются электромеханическим КПД ( $\eta_{ЭМ}$ ).

Удельная холодопроизводительность действительного цикла

$$q_x = h_1 - h_{4\delta}.$$

Затрачиваемая работа с учетом всех потерь (электрическая работа)

$$l_{Э} = \frac{h_{2\delta} - h_1}{\eta_{ЭМ}} - (h_3 - h_{4\delta})\eta_{ЭМ}.$$

Холодильный коэффициент и эксергетический КПД холодильной установки (с учетом всех потерь)

$$\varepsilon = q_x / l_{Э}, \quad \eta_{ЭКС} = \varepsilon / \varepsilon_K.$$

Учет потерь от необратимости снижает эксергетический КПД установки ( $\eta_{ЭКС}$ ) по сравнению с эксергетическим КПД обратимого цикла ( $\eta_{ЭКСf}$ ) примерно в два раза.

Вследствие малой теплоемкости воздуха удельная холодопроизводительность воздушных холодильных установок

$$q_x = \Delta h = c_p \Delta t, \quad \text{кДж/кг},$$

мала. Для получения необходимой холодопроизводительности

$$Q_x = Gq_x, \quad \text{кВт}$$

требуются большие расходы циркулирующего воздуха, с которыми успешно справляются турбокомпрессоры и турбодетандеры.

Газовые холодильные машины применяются для получения искусственного холода с низкими температурами ( $t < -100$  °С).

### 10.3. Схема и цикл парокompрессионной холодильной установки

Хладоагентами (ХА) парокompрессионных холодильных установок являются пары низкокипящих жидкостей: аммиака ( $NH_3$ ), фреонов ( $C_mH_nF_xCl_y$ ).

На рис. 10.6 и 10.7 представлены схема и цикл парокompрессионной холодильной установки.

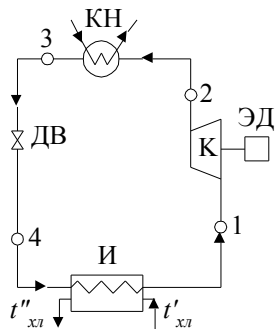


Рис. 10.6

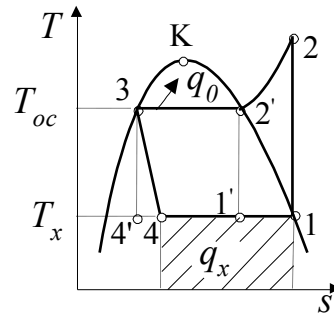


Рис.10.7

Обозначения: К- компрессор; КН – конденсатор; ДВ- дроссельный вентиль; И – испаритель; ЭД – электродвигатель;  $t'_{xl}$ ,  $t''_{xl}$  -температуры хладоносителя. Цифры на схеме (рис. 10.6) соответствуют узловым точкам обратимого цикла 1-2-3-4 (рис. 10.7)

Хладоноситель – жидкость, не замерзающая при низких температурах (этиленгликоль, пропиленгликоль), используемая для транспортировки холода.

Для понижения температуры ХА в парокompрессионных холодильных установках используется дроссельный вентиль. В процессе дросселирования 3-4 энтальпия ХА не изменяется ( $h_3 = h_4$ ).

Теплота, необходимая для испарения ХА в испарителе, забирается от хладоносителя.

Удельная холодопроизводительность обратимого цикла

$$q_x = h_1 - h_4.$$

Затрачиваемая работа в цикле (работа компрессора)

$$l = h_2 - h_1.$$

Теплота, отводимая в процессе охлаждения и конденсации ХА,

$$q_0 = h_2 - h_3.$$

Холодильный коэффициент обратимого цикла

$$\varepsilon_i = \frac{q_x}{l} = \frac{h_1 - h_4}{h_2 - h_1}.$$

Если пренебречь разностью температур в процессах теплообмена между хладоагентом и водой, охлаждающей конденсатор, между хладоагентом и хладоносителем в испарителе, то можно принять, что  $T_x = T_1$ ,  $T_{oc} = T_3$ .

В парокompрессионной холодильной установке в интервале температур  $T_x - T_{oc}$  возможно осуществить цикл Карно 1'-2'-3-4' с холодильным коэффициентом

$$\varepsilon_k = \frac{T_x}{T_{oc} - T_x}.$$

Эксергетический КПД обратимого цикла парокомпрессионных холодильных установок

$$\eta_{\text{ЭКС}} = \varepsilon_t / \varepsilon_k = 0,82 - 0,85,$$

что говорит о высокой степени термодинамического совершенства паровых циклов.

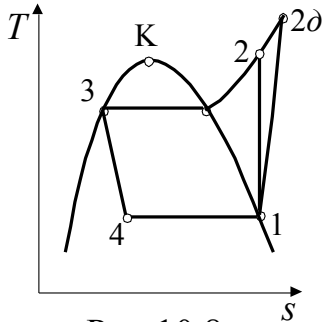


Рис.10.8

Действительный цикл парокомпрессионной холодильной установки представлен на рис. 10.8.

Затрачиваемая работа с учетом всех потерь

$$l_{\text{Э}} = \frac{h_{2\delta} - h_1}{\eta_{\text{ЭМ}}} = \frac{h_2 - h_1}{\eta_{0i}^K \cdot \eta_{\text{ЭМ}}}.$$

Холодильный коэффициент установки

$$\varepsilon = \frac{q_x}{l_{\text{Э}}} = \frac{h_1 - h_4}{h_2 - h_1} \cdot \eta_{0i}^K \cdot \eta_{\text{ЭМ}} = \varepsilon_t \cdot \eta_{0i}^K \cdot \eta_{\text{ЭМ}}.$$

Эксергетический КПД холодильной установки

$$\eta_{\text{ЭКС}} = \varepsilon / \varepsilon_k = (\varepsilon_t / \varepsilon_k) \cdot \eta_{0i}^K \cdot \eta_{\text{ЭМ}} = \eta_{\text{ЭКС}_t} \cdot \eta_{0i}^K \cdot \eta_{\text{ЭМ}}.$$

Преимущество парокомпрессионных холодильных установок, по сравнению с газовыми, в том, что они имеют более высокий эксергетический КПД, меньшие габариты, большую удельную холодопроизводительность.

Они применяются для получения холода в области умеренных температур ( $t > -100$  °С), широко используются в промышленности и в быту.

#### 10.4. Методические указания

Почему в теплотрансформаторах осуществляются обратные циклы? Это можно понять, если сравнить назначение теплотрансформаторов с назначением тепловых двигателей. В теплотрансформаторах теплота передается от холодного тела к горячему и этот процесс требует затраты работы. Назначение тепловых двигателей – получить полезную работу за счет тепла горячего источника; не превращенное в работу тепло самопроизвольно переходит к холодному источнику.

Важно разобраться с коэффициентами, оценивающими эффективность циклов теплотрансформаторов ( $\varepsilon$ ,  $\mu$ ,  $k$ ,  $\eta_{\text{ЭКС}}$ ). Коэффициенты  $\varepsilon$ ,  $\mu$ ,  $k$  зависят от температур источников тепла и не могут использоваться для сравнения по эффективности одноименных теплотрансформаторов, работающих в разных температурных интервалах. Показателем термодинамического совершенства любых теплотрансформаторов является эксергетический КПД ( $\eta_{\text{ЭКС}}$ ).

Необходимо понимать особенности работы и применения газовых (воздушных) и парокомпрессионных холодильных установок:

- почему в газовых холодильных установках не применяется дроссельный вентиль вместо громоздкого детандера;
- почему термодинамическая эффективность циклов парокомпрессионных холодильных установок существенно выше, чем газовых;
- в каких установках больше расходы ХА и почему;
- как можно увеличить холодопроизводительность парокомпрессионных холодильных машин и т.д.

### 10.5. Задачи

1. В цикле воздушной холодильной установки параметры воздуха на входе в компрессор  $p_1 = 1$  бар,  $t = -10$  °С, параметры воздуха на входе в детандер  $p_3 = 5$  бар,  $t_3 = 15$  °С.

Определить удельную холодопроизводительность ( $q_x$ ), затрачиваемую работу ( $l$ ), холодильный коэффициент ( $\varepsilon$ ) и эксергетический КПД ( $\eta_{\text{ЭК}}$ ) обратимого цикла.

Теплоемкость воздуха принять постоянной согласно молекулярно-кинетической теории газов.

#### Решение

Схема и обратимый цикл воздушной холодильной установки приведены на рис. 10.2-10.4.

Рассчитываются температуры в узловых точках цикла  $T_2$  и  $T_4$  по уравнению (4.48). (Для воздуха - двухатомный газ - показатель адиабаты  $k = 1,4$ ):

$$T_2 = T_1 (p_2 / p_1)^{\frac{k-1}{k}} = 263 \cdot (5)^{\frac{0,4}{1,4}} = 416,5 \text{ К},$$

$$T_4 = T_3 (p_1 / p_2)^{\frac{k-1}{k}} = 288 \cdot (1/5)^{\frac{0,4}{1,4}} = 181,8 \text{ К}.$$

Затрачиваемая работа при условии постоянной теплоемкости

$$c_p = \frac{\mu c_v + R_\mu}{\mu} = \frac{20,8 + 8,314}{29} = 1 \frac{\text{кДж}}{\text{кг} \cdot ^\circ \text{С}}$$

определяется по формуле

$$l = c_p (T_2 - T_1) - c_p (T_3 - T_4) = 47,3 \text{ кДж/кг}.$$

Удельная холодопроизводительность

$$q_x = c_p (T_1 - T_4) = 81,2 \text{ кДж/кг}.$$

Холодильный коэффициент обратимого цикла

$$\varepsilon = q_x / l = 1,72.$$

Холодильный коэффициент цикла Карно

$$\varepsilon_k = \frac{T_x}{T_{oc} - T_x} = \frac{T_1}{T_3 - T_1} = \frac{263}{288 - 263} = 10,52.$$

Эксергетический КПД обратимого цикла

$$\eta_{\text{ЭКС}} = \varepsilon_t / \varepsilon_k = 1,72 / 10,52 = 0,163.$$

Ответы:  $q_x = 81,2$  кДж/кг,  $l = 47,3$  кДж/кг,  $\varepsilon_t = 1,72$ ,  $\eta_{\text{ЭКС}} = 0,163$ .

2. Компрессор аммиачной холодильной установки всасывает мокрый пар при давлении  $p_1 = 1,9$  бар, степени сухости  $x_1 = 0,9$  и сжимает его адиабатно до давления  $p_2 = 8,57$  бар, при этом пар становится сухим насыщенным.

Определить холодопроизводительность ( $q_x$ ), отводимое в конденсаторе тепло ( $q_0$ ), работу компрессора ( $l_k$ ), внутренний относительный КПД ( $\eta_{0i}^K$ ), холодильный коэффициент и эксергетический КПД действительного цикла ( $\varepsilon_d$ ,  $\eta_{\text{ЭКСд}}$ ).

Решение

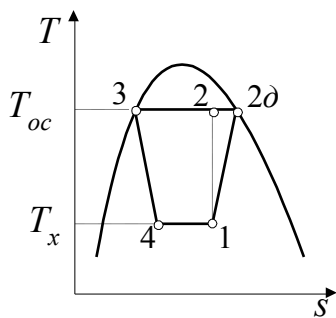


Рис.10.9

Действительный цикл (1-2 $\delta$ -3-4), осуществляемый в аммиачной холодильной установке, представлен на рис. 10.9.

Энтальпии ( $h$ ) в узловых точках цикла определяются с помощью таблицы насыщенного пара аммиака (табл. 3 Приложения). Энтальпия и энтропия аммиака на входе в компрессор ( $h_1$ ,  $s_1$ ) рассчитываются по формулам (5.2), (5.4). Параметры  $h'$ ,  $s'$ ,  $h''$ ,  $s''$  берутся из табл.3 при  $p_1 = 1,9$  бар:

$$h_1 = 1655,9 \cdot 0,9 + (1 - 0,9) \cdot 327,4 = 1523 \text{ кДж/кг},$$

$$s_1 = 9,09 \cdot 0,9 + (1 - 0,9) \cdot 3,841 = 8,565 \text{ кДж/кг} \cdot \text{К}.$$

При  $p_2 = 8,57$  бар из табл.3 находятся значения  $h_{2\delta} = h'' = 1699,4$  кДж/кг,  $h_3 = h_4 = h' = 512,5$  кДж/кг.

Степень сухости  $x_2$  рассчитывается по формуле (5.7) через энтропию  $s_2 = s_1$ :

$$x_2 = \frac{8,565 - 4,516}{8,655 - 4,516} = 0,978,$$

энтальпия  $h_2$  рассчитывается по формуле (5.2):

$$h_2 = 1699,4 \cdot 0,978 + (1 - 0,978) \cdot 512,5 = 1673,3 \text{ кДж/кг}.$$

Удельная холодопроизводительность

$$q_x = h_1 - h_4 = 1010,5 \text{ кДж/кг}.$$

Теплота, отводимая в конденсаторе,

$$q_0 = h_{2\delta} - h_3 = 1186,9 \text{ кДж/кг}.$$

Работа компрессора

$$l_k = h_{2\delta} - h_1 = 176,4 \text{ кДж/кг}.$$

Внутренний относительный КПД компрессора



$$\eta_{oi}^K = \frac{h_2 - h_1}{h_{2o} - h_1} = 0,852 .$$

Холодильный коэффициент действительного цикла

$$\varepsilon_o = \frac{q_x}{l_K} = 5,73 .$$

По давлениям  $p_1$  и  $p_2$  из табл.3 находятся  $t_x = -20$  °С,  $t_{oc} = 20$  °С, рассчитывается холодильный коэффициент обратного цикла Карно (по формуле (10.2))

$$\varepsilon_k = \frac{253}{293 - 253} = 6,325$$

и эксергетический КПД действительного цикла

$$\eta_{\text{ЭКCo}} = \varepsilon_o / \varepsilon_k = 0,906 .$$

### 10.6 Ответы:

$$q_x = 1010,5 \text{ кДж/кг}, \quad q_o = 1186,9 \text{ кДж/кг}, \quad l_K = 176,4 \text{ кДж/кг},$$

$$\varepsilon_o = 5,73, \quad \eta_{oi}^K = 0,852, \quad \eta_{\text{ЭКCo}} = 0,906.$$

## 11. ЗАЩИТА АТМОСФЕРЫ ОТ ВРЕДНЫХ ВЫБРОСОВ ЭНЕРГЕТИЧЕСКИХ УСТАНОВОК

### 11.1. Тепловые электростанции

На долю тепловых электростанций России приходится примерно три четверти производства электроэнергии в стране. В перспективе (100-150 лет) основным источником энергии будет ископаемое топливо.

Современная ТЭС мощностью 2,4 млн. кВт расходует 20 тыс. т угля в сутки и выбрасывает в атмосферу 680 т окислов серы ( $\text{SO}_2 + \text{SO}_3$ ) при содержании серы в топливе 1,7 %; 200 т окислов азота ( $\text{NO}_x$ ); 120 – 240 т золы, пыли, сажи при эффективности пылеулавливания 94 – 98 %.

Тепловые электростанции потребляют газ, уголь, мазут. Вся масса сжигаемого топлива превращается в отходы, причем продукты сгорания в несколько раз превышают массу топлива за счет включения кислорода и азота воздуха. Основные компоненты, выбрасываемые в атмосферу при сжигании различных видов топлива: нетоксичный газ ( $\text{CO}_2$ ), водяные пары ( $\text{H}_2\text{O}$ ) и вредные вещества (зола и сажа, окись углерода ( $\text{CO}$ ), окислы серы ( $\text{SO}_2 + \text{SO}_3$ ), окислы азота ( $\text{NO}_x$ )). Если выброс всех вредных веществ принять за 100 %, то на долю окислов серы приходится до 50 %, окислов азота – 30-35 %.

Топливо состоит из трех горючих элементов: углерода (С), водорода (Н) и серы (S). При горении происходит соединение кислорода с этими горючи-

ми элементами, сопровождающееся выделением тепла. Сера заметного вклада в выделение тепла не вносит, но с точки зрения загрязнения атмосферы первое место по массе принадлежит окислам серы.

Большинство энергетических углей и мазутов имеют невысокое качество. Практически все жидкое топливо – это мазут с высоким содержанием серы. Твердое топливо разнообразно по составу, но в целом отличается высоким содержанием серы (до 3,5 % и выше). Отсутствует сера только в газообразном топливе.

По современным оценкам в мире запасов угля хватит на 250 лет, газа – на 60, нефти – на 40 лет. Таким образом, при решении проблем экологии наибольшее внимание должно уделяться ТЭС, работающим на угле.

## 11.2. Характеристика вредных выбросов

Наибольшую опасность для окружающей среды представляют окислы азота ( $\text{NO}_x$ ), серы ( $\text{SO}_2$ ,  $\text{SO}_3$ ), углерода ( $\text{CO}$ ).

*Окислы азота.* Под  $\text{NO}_x$  понимают смесь окислов азота ( $\text{NO}$ ,  $\text{NO}_2$ ,  $\text{N}_2\text{O}_4$ ,  $\text{N}_2\text{O}_3$ ,  $\text{N}_2\text{O}$ ), которую обычно приводят в пересчете на  $\text{NO}_2$ . Окислы азота в топках промышленных котлов образуются из азота воздуха и азота, связанного в топливе. Образование их зависит от коэффициента избытка воздуха, от температуры и технологии сжигания топлива. Наибольшие выбросы окислов азота имеют топки, работающие на угле, далее - на мазуте и наименьшее – газовые топки.

*Окислы серы.* Содержание серы в угле и мазуте достигает 3,5 % и выше. Основным окислом, образующимся при сжигании топлива, является  $\text{SO}_2$  и только 5 – 7 % - приходится на  $\text{SO}_3$ .

Сера, содержащаяся в углях, представлена в виде неорганических (сульфиды металлов, сульфаты щелочных и щелочноземельных металлов) и органических соединений. Часть серы органических соединений можно отделять в процессе обогащения сырья.

*Окислы углерода.* Двуокись углерода ( $\text{CO}_2$ ) попадает в атмосферу при сжигании всех видов топлива. Ежегодно в атмосферу сбрасывается не менее  $1 \cdot 10^{10}$  т  $\text{CO}_2$ , в т. ч. в % для промышленно развитых стран в 1986 г.: США – 25 %, стран СНГ – 19 %, ЕЭС – 14 %, Китай – 10 %, остальной мир – 32 %. Повышение концентрации  $\text{CO}_2$  в атмосфере препятствует охлаждению Земли вследствие парникового эффекта [11].

Окись углерода ( $\text{CO}$ ) попадает в атмосферу в количестве десятков миллионов тонн. Специальными исследованиями установлено, что постоянное воздействие даже небольших концентраций этого газа вызывает сердечно-сосудистые заболевания.

*Методы борьбы* за снижение поступления в атмосферу вредных выбросов, образующихся при сжигании топлива, сводятся к первичным и вторичным мероприятиям.

Первичные мероприятия:

- очистка топлива от загрязняющих примесей (обогащение исходного сырья, использование водоугольных суспензий, водомазутных эмульсий);
- подавление образования вредных веществ при горении путем совершенствования топочных процессов сжигания органического топлива.

Вторичные мероприятия: технология улавливания вредных примесей из отходящих газов.

Уменьшить выброс двуокиси углерода ( $\text{CO}_2$ ) в атмосферу можно, если ограничить использование углеродосодержащих топлив за счет:

- развития атомной энергетики;
- преобразования солнечного излучения в электроэнергию и химическую энергию (сельское хозяйство, искусственный фотосинтез);
- малой энергетики (геотермальные и ветровые электростанции, мини-гидростанции).

### 11.3. Тепловые выбросы ТЭС

КПД существующих тепловых электростанций находится в пределах 30 – 40 % и поэтому большая часть энергии теряется с теплом. Тепло сбрасывается в атмосферу, озера, пруды, реки, изменяя естественный термический баланс и оказывая отрицательное воздействие на окружающую среду. Какие пути уменьшения такого воздействия? Это:

- увеличение КПД энергоустановок;
- бессточные технологические системы и водооборотные циклы на базе очистки сточных вод;
- использование тепла в создании энергобиологических комплексов при электростанциях для производства продуктов питания, биопрепаратов;
- использование тепла для нужд теплофикации, сельского хозяйства.

Современное состояние защиты атмосферы от выбросов  $\text{SO}_2$  и  $\text{NO}_x$  в энергетике можно оценить как неудовлетворительное. Ни одна из мощных отечественных ТЭС не осуществляет очистку дымовых газов от окислов серы и азота, при том что в стране имеется большой выбор запатентованных и проектных разработок по снижению выбросов вредных веществ. Причиной является отсутствие финансирования создания опытных образцов и промышленного испытания технологий.

В монографии [10] описывается опыт стран, являющихся передовыми в области охраны окружающей среды, имеющих национальные программы по снижению вредных выбросов работающими электростанциями, дается подборка патентов по методам очистки дымовых газов, по методам утилизации  $\text{SO}_2$ , по методам получения полезных продуктов (серы, серной кислоты, удобрений) из отработавших дымовых газов.

## 11.4. Транспортные двигатели

Источниками загрязнения атмосферы являются транспортные средства с двигателями внутреннего сгорания (ДВС), с газотурбинными двигателями (ГТД), ракетными двигателями (РД).

*Автотранспорт* непрерывно растет, увеличивается выброс вредных продуктов в жилых районах, в местах отдыха. В отработавших газах ДВС содержится несколько десятков компонентов:  $N_2$ ,  $O_2$ ,  $H_2O$ ,  $CO_2$ ,  $H_2$ ,  $CO$ ,  $NO_x$ ,  $C_nH_m$ , альдегиды, сажа, бензапирен и т. д.

Наибольшей токсичностью обладает выхлоп карбюраторных ДВС за счет большего выброса  $CO$ ,  $NO_x$ ,  $C_nH_m$ . Дизельные ДВС выбрасывают в больших количествах сажу, которая в чистом виде нетоксична, однако обладает высокой адсорбционной способностью и несет на своей поверхности частицы токсичных веществ, в том числе и канцерогенных.

Состав отработавших газов ДВС зависит от технического состояния и режима работы двигателя, от коэффициента избытка воздуха, от вида топлива (этилированный или неэтилированный бензин и т. д.).

Мировым парком автомобилей с ДВС ежегодно в атмосферу выбрасывается:  $CO$  – 260 млн. т,  $NO_x$  – 20 млн. т., летучих углеводородов ( $C_nH_m$ ) – 40 млн. т.

К способам уменьшения вредных выбросов автомобильным транспортом можно отнести:

- ужесточение требований к техническому состоянию эксплуатируемого транспорта,
- улучшение характеристик топлива,
- создание экологически чистых двигателей.

*Газотурбинные двигатели* используются в гражданской и военной авиации, на судах морфлота. Выхлопные газы газотурбинных двигателей содержат токсичные компоненты:  $CO$ ,  $NO_x$ , углеводороды, сажу, альдегиды и др. Выброс вредных веществ зависит от вида и сорта сжигаемого горючего, способа его подачи, от тонкости распыления горючего форсуночным устройством, от коэффициента избытка воздуха на выходе из камеры сгорания.

Продукты сгорания *ракетных двигателей* космических кораблей содержат компоненты:  $H_2O$ ,  $CO_2$ ,  $HCl$ ,  $CO$ ,  $NO$ ,  $Cl$ , твердые частицы  $Al_2O_3$ . После запуска космического корабля высокотемпературное облако продуктов сгорания может стать причиной кислотных дождей. Ракетные двигатели неблагоприятно воздействуют не только на околосредний слой атмосферы, но и на космическое пространство, разрушая озоновый слой Земли. Ракета-носитель многоразового корабля ШАТТЛ выбрасывает в атмосферу 187 т хлора. Одна молекула хлора способна уничтожить 100 000 молекул озона. По оценкам специалистов, если в год будет 60 запусков ШАТТЛа, то уничтожится 18 % всего стратосферного озона. Необходимо ограничивать число запусков космических кораблей безопасным пределом.

## 11.5. Атомная энергетика

Развитие атомной энергетики предопределено прогнозируемым истощением органического топлива. Только атомная энергетика способна обеспечить возрастающие потребности в электроэнергии.

Очевидные преимущества атомных электростанций, по сравнению с тепловыми, следующие:

- отсутствие вредных выбросов в атмосферу;
- в 3 – 4 раза меньшая площадь отторгаемых земель, необходимая для размещения АЭС;

- независимость от источников энергоресурсов.

Сложными являются проблемы:

- захоронения и хранения радиоактивных отходов;
- риск, связанный с крупными авариями на ядерных реакторах.

Задача снижения риска аварий на АЭС решается путем повышения надежности существующих энергоблоков и разработки реакторов нового поколения, в которых безопасность обеспечивается на основе естественных обратных связей, когда ошибки персонала не приводят к развитию аварий.

Проблема захоронения и хранения радиоактивных отходов существует и решается специалистами всего мира.

С технической точки зрения ядерная энергетика может быть безопасной в любой степени, т. е. это вопрос стоимости, экономичности и конкурентоспособности. Мировой опыт эксплуатации АЭС свидетельствует, что их радиоактивные выбросы при нормальной работе создают дозу облучения, составляющую доли процента от облучения естественным радиоактивным фоном. Это влияние практически не обнаруживается на фоне загрязнения биосферы в результате испытания ядерного оружия.

Более подробные сведения о развитии мировой атомной энергетике, об экономических, экологических, социальных аспектах, связанных с атомной энергетикой, можно получить из [14].

## 11.6. Холодильная техника

Используемые в холодильной технике фреоны вносят определенный вклад в разрушение озонового слоя Земли. Чтобы отказаться от фреонов, необходимо изменить технологию производства искусственного холода. Однако, несмотря на эти меры, решить проблему разрушения озонового слоя (а это экологическая катастрофа) не удастся, т. к. вещества, разрушающие озоновый слой (окислы азота, хлор, фреоны), образуются:

- при ядерных взрывах;
- в камерах сгорания турбореактивных двигателей (гражданская и военная авиация);
- при производстве электроэнергии на ТЭС;

- при производстве сельскохозяйственной продукции (минеральные удобрения при разложении выделяют окислы азота, которые попадают в атмосферу);
- при запусках космической техники;
- при использовании фреонов в холодильной технике, при производстве пенопласта, при изготовлении бытовых аэрозолей и аэрозольных упаковок и т. д.

Вклад в разрушение озонового слоя по всем перечисленным позициям, механизм разрушения и возможности уменьшения наносимого вреда обстоятельно и доступно изложены в [12].

## ЛИТЕРАТУРА

1. Теплотехника /Под ред. А.П. Баскакова. - М.: Энергоатомиздат, 1991. - 224 с.
2. Кириллин В.А., Сычев В.В., Шейндлин А.Е. Техническая термодинамика. - М.: Энергоатомиздат, 1983. - 416 с.
3. Андрущенко А.А. Основы термодинамики циклов теплоэнергетических установок. – М.: Высш. шк., 1985. - 319 с.
4. Бродянский В. М., Фратшер В., Михалек К. Эксергетический метод и его приложения. – М.: Энергоатомиздат, 1988. -286 с.
5. Рабинович О.М. Сборник задач по технической термодинамике. – М.: Машиностроение, 1973. - 344 с.
6. Сборник задач по технической термодинамике: Учеб. пособие для вузов/ Т.Н. Андрианова, Б.В. Дзампов, В.Н. Зубарев, С.А. Ремизов. - М.: Энергоиздат, 1981. -240 с.
7. Ривкин С.Л. Термодинамические свойства газов: Справочник. - М.: Энергоатомиздат, 1987. - 288 с.
8. Ривкин С.Л., Александров А.А. Теплофизические свойства воды и водяного пара. – М.: Энергия, 1980. - 424 с.
9. Теоретические основы теплотехники. Теплотехнический эксперимент: Справочник. Кн. 2. – М.: Энергоатомиздат, 1988. - 559 с.
10. Носков Н.С., Пай З.П. Технологические методы защиты атмосферы от вредных выбросов на предприятиях энергетики. - Новосибирск: Наука, 1996.-156 с.
11. Ребане К. К. Энергия, энтропия, среда обитания. – Таллин: Валгус, 1984. - 159 с.
12. Мизун Ю. Г. Озонные дыры: мифы и реальность. – М.: Мысль, 1993. -287 с.
13. Охрана окружающей среды /Под ред. С. В. Белова. – М.: Высш. шк., 1991. - 319 с.
14. Маленченко А. Ф. и др. Ядерная энергетика. Общество и природа. – М.: Наука и техника, 1990. -223 с.

## ПРИЛОЖЕНИЕ

Таблица 1

Теплоемкость воздуха [5]

$T,$ $^{\circ}\text{C}$	Истинные теплоемкости		Средние теплоемкости для интервала температур $0 - t$					
	$\mu c_p$	$\mu c_v$	$\mu c_{pm}$	$\mu c_{vm}$	$c_{pm}$	$c_{vm}$	$c'_{pm}$	$c'_{vm}$
	кДж/(кмоль град)				кДж/(кг град)		кДж/(м <sup>3</sup> град)	
0	29,07	20,76	29,07	20,76	1,004	0,716	1,297	0,926
100	29,27	20,95	29,15	20,84	1,006	0,719	1,300	0,929
200	29,68	21,36	29,30	20,98	1,011	0,724	1,307	0,936
300	30,27	21,95	29,52	21,21	1,019	0,732	1,317	0,946
400	30,95	22,63	29,79	21,47	1,028	0,741	1,329	0,958
500	31,64	23,32	30,09	21,78	1,039	0,752	1,343	0,972
600	32,30	23,99	30,40	22,09	1,050	0,762	1,356	0,986
700	32,90	24,58	30,72	22,41	1,060	0,773	1,371	1,000
800	33,43	25,12	31,03	22,71	1,071	0,784	1,384	1,031
900	33,90	25,59	31,32	23,01	1,081	0,794	1,398	1,026
1000	34,31	26,00	31,60	23,28	1,091	0,804	1,410	1,039
1100	34,68	26,39	31,86	23,55	1,100	0,813	1,421	1,050
1200	35,00	26,69	32,11	23,79	1,108	0,821	1,433	1,062
1300	35,29	26,98	32,34	24,03	1,117	0,829	1,443	1,072
1400	35,55	27,23	32,56	24,25	1,124	0,837	1,453	1,082
1500	35,77	27,46	32,77	24,46	1,131	0,844	1,462	1,091
1600	35,98	27,66	32,97	24,65	1,138	0,851	1,471	1,100
1700	36,17	27,85	33,15	24,84	1,144	0,857	1,479	1,108
1800	36,35	28,03	33,32	25,00	1,150	0,863	1,487	1,116
1900	36,51	28,19	33,48	25,17	1,156	0,869	1,494	1,123
2000	36,65	28,34	33,64	25,33	1,161	0,874	1,501	1,130
2100	36,80	28,46	33,79	25,47	1,166	0,879	1,507	1,136
2200	36,93	28,61	33,93	25,61	1,171	0,884	1,513	1,143
2300	37,05	28,74	34,06	25,74	1,176	0,889	1,519	1,148
2400	37,17	28,85	34,18	25,87	1,180	0,893	1,525	1,154
2500	37,28	28,96	34,31	26,99	1,184	0,897	1,530	1,159

Таблица 2

## Термодинамические свойства воздуха [7]

$t$ , °C	$h$	$u$	$\pi_0$	$\Theta_0$	$s^0$
	кДж/кг		–	–	кДж/(кг·К)
1	2	3	4	5	6
-50	223,1	159,1	0,4930	13249	6,405
-40	233,1	166,2	0,5745	11878	6,449
-30	243,1	173,4	0,6653	10698	6,491
-20	253,1	180,5	0,7658	9676	6,532
-10	263,2	187,6	0,8768	8785	6,571
0	273,2	194,8	0,9985	8005	6,608
10	283,2	202,0	1,133	7318	6,644
20	293,3	209,1	1,279	6710	6,679
30	303,3	216,3	1,438	6171	6,713
40	313,4	223,5	1,611	5690	6,745
50	323,4	230,7	1,798	5260	6,777
60	333,5	237,8	2,001	4873	6,807
70	343,6	245,0	2,220	4525	6,837
80	353,6	252,8	2,455	4210	6,866
90	363,7	259,4	2,708	3925	6,894
100	373,8	266,7	2,980	3666	6,922
110	383,9	273,9	3,270	3429	6,948
120	394,0	281,2	3,581	3213	6,974
130	404,1	288,4	3,913	3016	7,000
140	414,3	295,7	4,267	2834	7,025
150	424,4	303,0	4,644	2667	7,049
160	434,6	310,3	5,044	2514	7,073
170	444,8	317,6	5,470	2371	7,096
180	455,0	324,9	5,922	2240	7,119
190	465,2	332,3	6,400	2118	7,141
200	475,4	339,6	6,906	2005	7,163
210	485,7	347,0	7,442	1900,3	7,184
220	495,9	354,4	8,008	1802,5	7,205
230	506,2	361,8	8,606	1711,4	7,226
240	516,5	369,3	9,236	1626,3	7,246
250	526,9	376,7	9,900	1546,8	7,266
260	537,2	384,2	10,60	1472,2	7,286
270	547,6	391,7	11,34	1402,5	7,305
280	558,0	399,2	12,11	1337,0	7,324
290	568,4	406,7	12,92	1275,5	7,343
300	578,8	414,3	13,78	1217,6	7,361
310	589,3	421,9	14,67	1163,2	7,379
320	599,8	429,5	15,61	1111,9	7,397
330	610,3	437,1	16,60	1063,6	7,415
340	620,8	444,8	17,63	1017,9	7,432
350	631,3	452,5	18,71	974,8	7,449



Продолжение таблицы 2

360	641,9	460,2	19,84	934,0	7,466
370	652,5	467,9	21,02	895,4	7,482
380	663,1	475,7	22,26	858,9	7,499
390	573,8	483,4	23,55	824,3	7,515
400	684,5	491,2	24,90	791,4	7,531
410	695,1	499,1	26,30	760,3	7,547
420	705,8	506,9	27,77	730,6	7,562
430	705,8	506,9	27,77	730,6	7,562
440	727,3	522,7	30,89	675,8	7,593
450	738,1	530,6	32,55	650,3	7,608
460	748,9	538,5	34,28	626,0	7,623
470	759,8	546,5	36,08	602,9	7,537
480	771,7	554,5	37,95	581,0	7,682
490	781,5	562,5	39,89	559,9	7,696
500	792,4	570,5	41,92	539,9	7,681

Таблица 3

Свойства насыщенного пара аммиака ( NH<sub>3</sub> )

$t$	$p$	$v'$	$v''$	$s'$	$s''$	$h'$	$h''$
$^{\circ}\text{C}$	бар	$\text{м}^3/\text{кг}$		$\text{кДж}/\text{кг}\cdot\text{К}$		$\text{кДж}/\text{кг}$	
-45	0,546	0,001437	2,007	3,377	9,529	215,6	1616,5
-40	0,718	0,001449	1,550	3,473	9,425	237,8	1624,9
-35	0,933	0,001462	1,215	3,567	9,334	260,0	1632,9
-30	1,195	0,001476	0,963	3,66	9,249	282,0	1640,8
-25	1,516	0,001490	0,771	3,751	9,167	304,4	1648,3
-20	1,903	0,001504	0,624	3,841	9,090	327,4	1655,9
-15	2,364	0,001519	0,509	3,929	9,015	350	1662,6
-10	2,909	0,001534	0,418	4,016	8,944	372,6	1669,3
-5	3,549	0,001550	0,347	4,102	8,976	395,7	1675,1
0	4,294	0,001566	0,290	4,187	8,809	418,7	1631,0
5	5,157	0,001583	0,244	4,271	8,746	441,7	1686,4
10	6,150	0,001601	0,206	4,353	8,684	465,2	1691,1
15	7,283	0,001619	0,175	4,435	8,624	488,6	1695,7
20	8,572	0,001693	0,149	4,516	8,655	512,5	1699,4
25	10,027	0,001759	0,128	4,595	8,509	536,3	1703,2

## ОГЛАВЛЕНИЕ

ВВЕДЕНИЕ.....	3
1. ОСНОВНЫЕ ПОНЯТИЯ ТЕРМОДИНАМИКИ.....	4
1.1. Предмет термодинамики.....	4
1.2. Термодинамическая система.....	4
1.3. Термические параметры состояния.....	4
1.4. Уравнение состояния.....	5
1.5. Расчет термических параметров газовых смесей.....	6
1.6. Термодинамический процесс.....	8
1.7. Методические указания. Вопросы и задачи.....	9
1.8. Ответы.....	10
2. ПЕРВЫЙ ЗАКОН ТЕРМОДИНАМИКИ.....	10
2.1. Внутренняя энергия.....	10
2.2. Работа изменения объема.....	11
2.3. Внешняя работа.....	11
2.4. Математическое выражение первого закона термодинамики.....	12
2.5. Теплоемкость газов.....	13
2.6. Методические указания. Вопросы и задачи.....	15
2.7. Ответы.....	17
3. ВТОРОЙ ЗАКОН ТЕРМОДИНАМИКИ.....	17
3.1. Формулировки и математическое выражение второго закона термодинамики.....	17
3.2. $T-s$ -диаграмма.....	19
3.3. Круговые процессы (циклы).....	19
3.4. Понятия средних термодинамических температур подвода и отвода тепла.....	21
3.5. Эксергия теплоты.....	21
3.6. Эксергия потока рабочего тела.....	23
3.7. Связь работы обратимого процесса с эксергией. Потеря эксергии реальных процессов.....	23
3.8. Эксергетический КПД.....	24
3.9. Методические указания.....	24
3.10. Вопросы и задачи.....	25
3.11. Ответы.....	25
4. ПАРАМЕТРЫ И ПРОЦЕССЫ ИДЕАЛЬНЫХ ГАЗОВ И ИХ СМЕСЕЙ.....	26
4.1. Расчет калорических параметров.....	26
4.2. Расчет процессов идеального газа.....	28
4.2.2. Изохорный процесс.....	30
4.2.3. Изотермический процесс.....	31
4.2.4. Адиабатный процесс.....	32
4.2.5. Политропные процессы.....	35
4.3. Методические указания.....	37
4.4. Задачи.....	37
4.5. Ответы.....	39
5. РЕАЛЬНЫЕ ГАЗЫ И ПАРЫ.....	40
5.1. Фазовая $p-v$ - $T$ -диаграмма воды и водяного пара.....	40
5.2. Таблицы термодинамических свойств воды и водяного пара.....	41
5.3. Расчет параметров мокрого пара.....	42
5.4. Диаграммы $p-v$ , $T-s$ , $h-s$ воды и водяного пара.....	43
5.5. Процессы воды и водяного пара.....	44
5.5.1. Изохорный процесс.....	45

5.5.2. Изобарный процесс .....	46
5.5.3. Изотермический процесс .....	47
5.5.4. Адиабатный процесс .....	48
<b>5.6. Методические указания .....</b>	<b>48</b>
<b>5.7. Вопросы и задачи .....</b>	<b>49</b>
<b>5.8. Ответы.....</b>	<b>49</b>
<b>6. ТЕРМОДИНАМИКА ПОТОКА.....</b>	<b>50</b>
6.1. Первый закон термодинамики для потока .....	50
6.2. Связь изменения скорости и параметров состояния в потоке.....	51
6.3. Параметры торможения .....	51
6.4. Скорость звука.....	52
6.5. Закон изменения сечения адиабатного потока.....	52
6.6. Расчет сопел.....	54
6.7. Выбор формы сопла.....	55
6.8. Необратимое истечение.....	56
6.9. Дросселирование газов и паров.....	57
6.10. Методические указания и вопросы .....	58
6.11. Задачи .....	59
6.12. Ответы.....	61
<b>7. ВЛАЖНЫЙ ВОЗДУХ.....</b>	<b>61</b>
7.1. Характеристики влажного воздуха .....	62
7.2. Расчет параметров влажного воздуха .....	63
7.3. <i>h-d</i> - диаграмма влажного воздуха .....	64
7.4. Процессы во влажном воздухе.....	64
7.4.1. Нагрев воздуха .....	64
7.4.2. Охлаждение воздуха.....	65
7.4.3. Сушка материалов .....	66
7.4.4. Смешение потоков влажного воздуха .....	66
7.5. Методические указания .....	67
7.6. Задачи .....	67
<b>8. ПРОЦЕССЫ КОМПРЕССОРОВ .....</b>	<b>69</b>
8.1. Одноступенчатое сжатие.....	69
8.2. Многоступенчатое сжатие .....	71
8.3. Оценка эффективности работы компрессоров.....	73
8.4. Методические указания .....	74
8.5. Задачи .....	74
8.6. Ответы.....	76
<b>9. ЦИКЛЫ ГАЗОТУРБИНЫХ И ПАРОТУРБИНЫХ УСТАНОВОК .....</b>	<b>76</b>
9.1. Методы термодинамического анализа циклов .....	76
9.2. Циклы газотурбинных двигателей и установок .....	77
9.2.1. Схема и цикл ГТД со сгоранием топлива при постоянном давлении .....	77
9.2.2. Действительный цикл газотурбинного двигателя. Метод КПД .....	78
9.2.3. Схема и цикл энергетической газотурбинной установки.....	80
9.3. Циклы паротурбинных установок.....	81
9.3.1. Схема паротурбинной установки (ПТУ) и цикл Ренкина .....	81
9.3.2. Система коэффициентов полезного действия для оценки эффективности ПТУ. Тепловой баланс ПТУ .....	83
9.3.3. Эксергетический анализ ПТУ .....	85
9.3.4. Цикл ПТУ с промежуточным перегревом пара.....	87
9.3.5. Регенеративный цикл паротурбинной установки.....	88

9.3.6. Теплофикационные паротурбинные установки.....	89
9.4. Атомные паротурбинные установки .....	91
9.5. Методические указания .....	93
9.6. Задачи.....	93
9.7. Ответы:.....	95
<b>10. ЦИКЛЫ ТЕПЛОТРАНСФОРМАТОРОВ.....</b>	<b>96</b>
10.1. Идеальные циклы теплотрансформаторов.....	96
10.2.Схема и цикл газовой (воздушной) холодильной установки.....	98
10.3. Схема и цикл парокомпрессионной холодильной установки .....	100
10.4. Методические указания .....	102
10.5. Задачи.....	103
10.6 Ответы:.....	105
<b>11. ЗАЩИТА АТМОСФЕРЫ ОТ ВРЕДНЫХ ВЫБРОСОВ ЭНЕРГЕТИЧЕСКИХ УСТАНОВОК .....</b>	<b>105</b>
11.1. Тепловые электростанции .....	105
11.2. Характеристика вредных выбросов .....	106
11.3. Тепловые выбросы ТЭС.....	107
11.4. Транспортные двигатели .....	108
11.5. Атомная энергетика .....	109
11.6. Холодильная техника .....	109
<b>ЛИТЕРАТУРА .....</b>	<b>110</b>
<b>ПРИЛОЖЕНИЕ.....</b>	<b>111</b>

Лидия Степановна Коновалова  
Юрий Александрович Загромов

## ОСНОВЫ ТЕПЛОТЕХНИКИ

Техническая термодинамика

Учебное пособие

Научный редактор канд. техн. наук, доцент В.С. Логинов

Редактор Н.Т. Синельникова

Подписано к печати  
Формат 60x84/16. Бумага ксероксная.  
Плоская печать. Усл. печ. л. 6,74. Уч.-изд. л. 6,11.  
Тираж 200 экз. Заказ . Цена свободная.  
ИПФ ТПУ. Лицензия ЛТ №1 от 18.07.94.  
Типография ТПУ. 634034, Томск, пр. Ленина, 30