

Е.М. Шадрина, Ю.Е. Романенко

**Реальные газы и пары.
Циклы паросиловых и холодильных установок**

Учебное пособие

Иваново

2019

Министерство науки и высшего образования Российской Федерации

Ивановский государственный химико-технологический университет

Е.М. Шадрина, Ю.Е. Романенко

Реальные газы и пары.

Циклы паросиловых и холодильных установок

Учебное пособие

Иваново 2019

УДК 621.1.016, 621.56

Шадрина Е.М.

Реальные газы и пары. Циклы паросиловых и холодильных установок: учеб. пособие / Е.М. Шадрина, Ю.Е. Романенко; Иван. гос. хим.-технол. ун-т. – Иваново, 2019. - 92 с.

Учебное пособие содержит основные теоретические положения по дисциплинам «Техническая термодинамика», «Техническая термодинамика и теплотехника», «Теоретические основы гидродинамики и теплотехники», методики и примеры расчета термодинамических процессов с реальными газами и парами, расчет тепловых и холодильных термодинамических циклов. В приложении приводятся справочные данные, необходимые для расчета и анализа термодинамических процессов и циклов.

Предназначено для студентов ИГХТУ дневной и заочной форм обучения по направлениям «Технологические машины и оборудование», «Автоматизация технологических процессов и производств», «Энерго- и ресурсосберегающие процессы в химической технологии, нефтехимии и биотехнологии», «Продукты питания из растительного сырья», «Техносферная безопасность», «Управление в технических системах».

Табл. 20. Ил. 38. Библиогр.: 9 назв.

Печатается по решению редакционно-издательского совета Ивановского государственного химико-технологического университета.

Рецензенты:

кафедра «Энергетика теплотехнологий и газоснабжения»
(ФГБОУ ВО «Ивановский государственный энергетический университет
им. В.И. Ленина»);

кандидат технических наук И.В. Постникова
(ФГБОУ ВО «Ивановский государственный химико-технологический
университет»)

© Шадрина Е.М.,
Романенко Ю.Е., 2019
© ФГБОУ ВО «Ивановский
государственный
химико-технологический
университет», 2019

Оглавление

Введение	4
Глава 1. Реальные газы и пары. Основные понятия и определения.....	4
1.1. Уравнение состояния реальных газов	4
1.2. Водяной пар, как реальный газ. P-v-диаграмма воды и водяного пара ...	5
1.3. Расчет параметров водяного пара. Тепловые (калорические) T-s-, i-s- диаграммы воды и водяного пара	9
1.4. Основные термодинамические процессы изменения состояния водяного пара	14
1.5. Виды холодильных агентов. Аммиак. Разновидности хладагентов	22
1.6. Параметры хладагентов. T-s- диаграмма аммиака, lgP-i-диаграмма фреона	24
1.7. Термодинамические процессы в lgP-i- диаграмме.....	27
Глава 2. Первый и второй законы термодинамики. Виды термодинамических циклов. Прямые и обратные циклы	33
2.1. Цикл паросиловой установки	37
2.2. Цикл холодильной машины.....	43
Глава 3. Виды холодильных установок.....	51
3.1. Парокомпрессионная холодильная установка.....	51
3.2. Тепловой насос.....	53
3.3. Абсорбционная холодильная установка.....	55
3.4. Пароэжекторная холодильная установка	56
3.5. Глубокое охлаждение. Цикл Линде	60
Глава 4. Примеры решения задач.....	64
Глава 5. Задачи для самостоятельного решения.....	74
Список литературы	79
Приложения.....	80

Введение

Законы и процессы с реальными газами и парами рассматриваются в ряде дисциплин «Техническая термодинамика и теплотехника», «Основы гидродинамики и теплотехники», «Техническая термодинамика», «Тепло- и хладотехника», «Гидрогазодинамика и теплофизика», «Теоретические основы гидродинамики и теплотехники».

Данные дисциплины являются основополагающими в теоретической подготовке инженеров-механиков и технологов. Изучаются методы получения, преобразования, передачи и использования тепловой энергии для различных целей, а также принцип действия и конструктивные особенности различных тепловых машин, аппаратов и устройств, холодильного оборудования.

Авторы ограничились объемом приводимых в пособии практических сведений так, чтобы рассматриваемые технические проблемы закрепляли существо основных методов термодинамики реальных газов и паров без обсуждения деталей, подлежащих изучению в специальных теплотехнических курсах.

Глава 1. Реальные газы и пары. Основные понятия и определения

1.1. Уравнение состояния реальных газов

Реальные газы отличаются от идеальных тем, что молекулы этих газов имеют конечный собственный объем и связаны между собой силами взаимодействия, которые имеют электромагнитную и квантовую природу. Наиболее простым уравнением состояния для реального газа является уравнение Ван-дер-Ваальса:

$$\left(P + \frac{a}{v^2} \right) (v - b) = RT, \quad (1.1)$$

где P – давление, Па; v – удельный объем, м³/кг, $R = R_0/M$ – характеристическая газовая постоянная, Дж/(кг·К); $R_0 = 8314$ Дж/(кмоль·К) – универсальная газовая постоянная; M – молярная масса газа, кг/кмоль; T – абсолютная температура, К; a и b – постоянные уравнения Ван-дер-Ваальса, зависящие от природы

вещества, значения которых для многих газов и паров приводятся в справочной литературе: b – учитывает объем молекул (это наименьший объем, до которого можно сжать газ); a/v^2 – учитывает силы сцепления между молекулами (внутреннее давление).

Примером реальных газов могут служить: водяной пар, аммиак, диоксид углерода, метан, фреоны и прочие газы (пары), т.е. газы при достаточно высоком давлении и низкой температуре, близкие к состоянию ожидения (насыщения) или частично сжиженные газы.

Наибольшее практическое применение имеют водяной пар, пары аммиака и различного вида фреоны.

Водяной пар используется в качестве рабочего тела в паросиловых установках, играет роль теплоносителя в теплообменных аппаратах различных конструкций, применяется в технологических целях в ряде химических производств.

Аммиак и фреоны (хлор- и фторзамещенные простейших углеводородов метанового ряда) используются в качестве холодильных агентов в установках для получения «холода».

1.2. Водяной пар, как реальный газ. P-v-диаграмма воды и водяного пара

Под водяным паром понимают газообразное состояние воды. Однако в общем случае это понятие имеет более широкий смысл. Согласно общепринятой в технике терминологии различают влажный насыщенный (в.л.н.п.), сухой насыщенный (с.н.п.) и перегретый пар (п.п.). Влажный насыщенный пар представляет собой парожидкостную систему, состоящую из жидкой и паровой фаз, находящихся в термодинамическом равновесии друг с другом, т.е. температура, энтальпия и другие термодинамические характеристики жидкой и паровой фазы одинаковы ($t_{ж} = t_{п}$, $p_{ж} = p_{п}$).

Состояние пара оценивается степенью сухости, которая показывает долю паровой фазы в общей массе парожидкостной смеси.

$$x = \frac{m_n}{m_{ж} + m_n}, \quad (1.2)$$

где m_n , $m_{ж}$ – массы пара и жидкости, соответственно, кг.

Для кипящей жидкости (еще нет процесса парообразования, $m_n = 0$) степень сухости $x = 0$, влажного насыщенного пара (смеси паровой и жидкой фаз) $0 < x < 1$, для сухого насыщенного пара (испарилась последняя капля жидкости) $x = 1$.

Для лучшего понимания изменения параметров воды и водяного пара рассмотрим процессы изобарного ($P = \text{const}$) нагрева воды от $t_0 = 0 \text{ } ^\circ\text{C}$ до состояния кипения, образования влажного, сухого и перегретого пара (газа) при различных давлениях в P-v- диаграмме, которая строится для 1 кг воды.

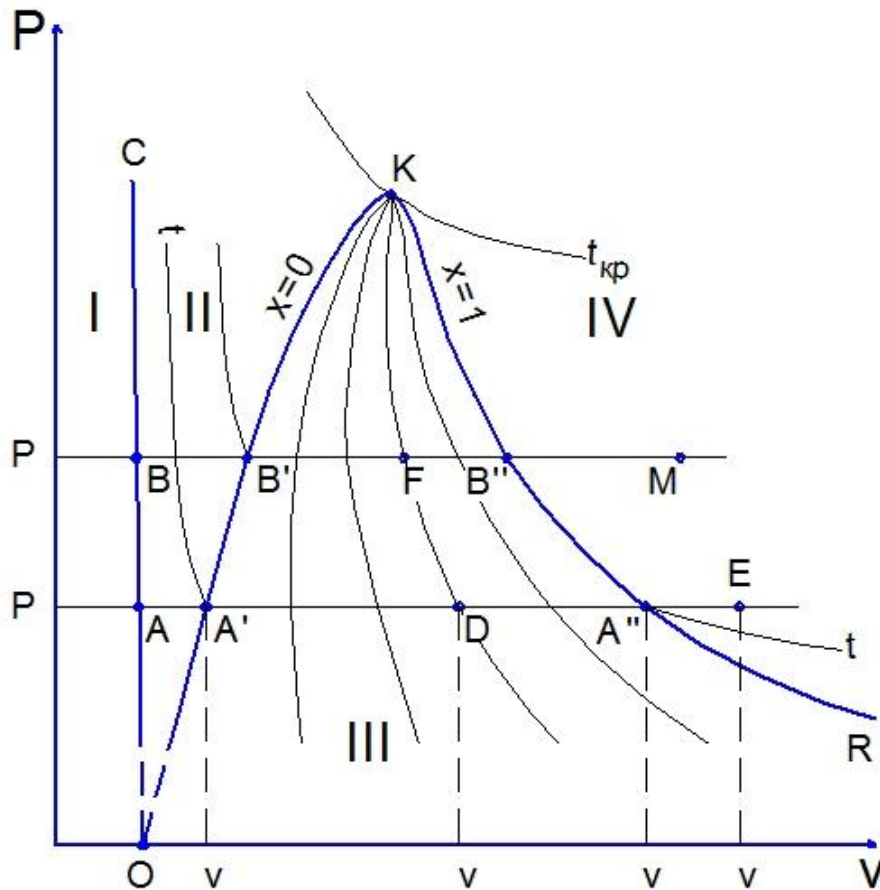


Рис. 1.1. P-v- диаграмма воды и водяного пара

Представим, что в т.А имеем 1 кг воды при давлении P_1 и температуре $t_0 = 0 \text{ } ^\circ\text{C}$, которая представляет собой жидкость близкую к состоянию замерзания или лед в состоянии таяния, т.е. смесь жидкости и льда. Нагреваем

воду, позволяя ей свободно расширяться (изобарный нагрев, $P = P_1 = \text{const}$, $A - A' - D - A'' - E$). Постепенно возрастает температура воды, система представляет собой жидкость. При достижении кипения (насыщения) при данном давлении ($t_{A'}$) температура достигает температуры кипения (насыщения) $t_{A'} = t_{\text{кип}} = t_{\text{нас}}$, объем системы увеличивается от v_A до $v_{A'}$. Степень сухости $x = 0$. Дальнейший нагрев системы приведет к парообразованию, т.е. система станет двухфазной (жидкость + пар) t_D : состояние влажного насыщенного пара с параметрами $t_D = t_{A'} = t_{\text{кип}} = t_{\text{нас}}$, объем системы v_D , степень сухости пара $0 < x < 1$. При нагреве в системе идет процесс парообразования, т.е. увеличивается доля паровой фазы. Степень сухости возрастает. При полном испарении жидкости пар переходит в состояние сухого насыщенного $t_{A''}$, параметры системы: $x = 1$; $v_{A''}$; $t_{A''} = t_{A'} = t_D = t_{\text{кип}} = t_{\text{нас}}$. **Процесс парообразования ($A' - D - A''$) и конденсации (обратный испарению $A'' - D - A'$) являются изобарным ($P_{A'} = P_D = P_{A''} = P_1$) и идут при постоянной температуре, равной температуре кипения (насыщения) при данном давлении. Процессы парообразования и конденсации являются изобарными и изотермическими одновременно, т.е. в области влажного насыщенного пара изобары и изотермы совпадают ($P_{A'} = \text{const}$, $t_{A'} = \text{const}$).**

Нагревание сухого пара приводит к образованию перегретого пара (газа) t_E . Параметры t_E : $P_E = P_1$; $t_E > t_{A''}$ на величину $\Delta t_{\text{пп}} = t_E - t_{A''}$, которая получила название степени перегрева и показывает, на сколько температура перегретого пара выше температуры кипения (насыщения) при данном давлении ($P_1 = P_E$);

$$\Delta t = t_{\text{пп}} - t_{\text{кип}}, \quad (1.2)$$

где Δt – степень перегрева, °С; $t_{\text{пп}}$ – температура перегретого пара (t_E); $t_{\text{кип}} = t_{\text{нас}}$ – температура кипения жидкости (насыщения) при данном давлении. Проведем процесс изобарного нагрева $B - B' - F - B'' - M$ при более высоком давлении P_2 . Параметры точек и состояние воды и водяного пара представлены в табл. 1.1.

Параметры и состояние воды и водяного пара

Точка	Давление, Р	Температура, t, °С	Объем, v, м ³ /кг	Состояние воды
В	Р ₂	0	v _В	лед (тв) + ж
В'		t _{кип}	v _{В'}	кип. ж.
F		t _{кип}	v _F	вл. н. п. = п + ж
В''		t _{кип}	v _{В''}	с.н.п.
М		t _{пп} = t _{кип} + Δt _{пп}	v _М	п.п.

Условные обозначения: t_{кип} – температура кипения (насыщения), t_{пп} – температура перегретого пара; Δt_{пп} – степень перегрева.

В этой диаграмме по опытным данным нанесены нулевая изотерма жидкости (при t = 0 °С, линия О - А - В - С), а также, так называемые, нижняя (О - А' - В' - К; x = 0) и верхняя (R - А'' - В'' - К; x = 1) пограничные кривые. Точки на линии О - А - В - С соответствуют состоянию воды при t₀ = 0 °С при различных давлениях. Нижняя пограничная кривая О - А' - В' - К (x = 0) характеризует состояние жидкости при температуре кипения (насыщения), соответствующей данному давлению. Точки верхней пограничной кривой R - А'' - В'' - К (x = 1) отражают состояние сухого насыщенного пара.

Изотерма с численным значением t₀ = 0 °С, нижняя и верхняя пограничные кривые делят поле диаграммы на ряд областей. Область I характеризует твердожидкостное (двухфазное) состояние воды (лед + ж). Точки области II показывают жидкое состояние воды, от t₀ = 0 °С до температуры кипения (насыщения). Область III является областью влажного насыщенного пара (парожидкостная смесь). Точки области IV соответствуют состоянию перегретого пара (газа).

Процессы изобарного нагрева можно разделить по мере изменения агрегатного состояния:

А - А' (В - В') – нагревание жидкости от 0 °С до температуры кипения;

$A'-D - A''$ ($B'-F - B''$) – процесс непосредственного парообразования, т.е. переходу воды в состояние влажного насыщенного пара;

$A''-E$ ($B''-M$) – процесс перегрева пара.

Количество теплоты, необходимое для превращения 1 кг воды, взятой при температуре кипения, в сухой насыщенный пар в изобарном процессе ($A'-D - A''$ и $B'-F - B''$), называют удельной скрытой теплотой парообразования « r ». Значение скрытой теплоты парообразования, как и значение температуры насыщения, зависит от давления, при котором проводится процесс получения пара.

Особо необходимо отметить характерные точки **т.О** и **т.К**.

Точка **О** – это тройственная точка, в которой в термодинамическом равновесии находятся 3 агрегатных состояния: твердое + жидкое + пар (газ).

Точка **К** – критическая точка, в которой сходятся линия кипящей жидкости и сухого насыщенного пара. При температуре выше критической газ невозможно сконденсировать.

Параметры характеристических точек воды и водяного пара:

Точка О $t_0 = 0 \text{ }^\circ\text{C}$ $P = 1000 \text{ Па} = 0,01 \text{ бар}$

Точка К $t_{\text{кр}} = 374,12 \text{ }^\circ\text{C}$ $P_{\text{кр}} = 22,1 \text{ МПа} = 221,15 \text{ бар}$

Особо необходимо отметить критическую точку (т.К) и температуру критической точки. **Выше температуры критической точки (т.К) вещество находится только в газообразном состоянии.** Перевести газ (пар) в жидкость возможно только при температурах ниже критической.

Для ряда газов параметры критической точки приведены в приложении 3. Получение сжиженных газов связано с первоначальным определением параметров критической точки.

1.3. Расчет параметров водяного пара. Тепловые (калорические) T-s-, i-s- диаграммы воды и водяного пара

В технической литературе термодинамические параметры характерных состояний системы: t – температура, $^\circ\text{C}$; v – удельный объем, $\text{м}^3/\text{кг}$; u –

удельная внутренняя энергия, кДж/кг; i – удельная энтальпия, кДж/кг; s – удельная энтропия, кДж/(кг·К) принято обозначать следующим образом:

t_0, v_0, u_0, i_0, s_0 – параметры и термодинамические характеристики жидкости при $0\text{ }^\circ\text{C}$;

$t_{\text{кип}}, v', u', i', s'$ – параметры жидкости при температуре кипения (в состоянии насыщения);

$t_{\text{кип}}, v'', u'', i'', s''$ – параметры сухого насыщенного пара;

$t_{\text{кип}}, v_x, u_x, i_x, s_x$ – параметры влажного насыщенного пара при определенной степени сухости X ;

$t_{\text{пп}}, v_{\text{пп}}, u_{\text{пп}}, i_{\text{пп}}, s_{\text{пп}}$ (или $t_{\text{пп}}, v, u, i, s$) – параметры перегретого пара (газа).

Параметры ($t_{\text{кип}}, v'$) кипящей жидкости, сухого насыщенного пара ($t_{\text{кип}}, v''$) определяют экспериментальным путем.

Значения термодинамических параметров кипящей жидкости, сухого насыщенного и перегретого пара сведены в таблицы и представлены в справочной литературе [1]. Сокращенные таблицы для насыщенного пара даны в приложении 1 и 2.

При анализе и расчете термодинамических процессов водяного пара часто используют T - s - и i - s -диаграммы, которые строятся для 1 кг воды и водяного пара. Схематичное изображение диаграмм представлено на рис. 1.2, 1.3 и 1.4.

Для построения диаграмм используют зависимости термодинамических характеристик, энтальпии и энтропии в частности, от температуры. Температура кипения в свою очередь зависит от давления. **При увеличении давления температура кипения жидкости возрастает.**

1. Параметры кипящей жидкости (т. A', B'):

$$\text{Температура} \quad t = t_{\text{кип}} = f(P); \quad (1.4)$$

$$\text{удельная энтальпия} \quad i' = c_B \cdot (t_{\text{кип}} - t_0) = c_B \cdot t_{\text{кип}}; \quad (1.5)$$

$$\text{удельная энтропия} \quad s' = c_B \cdot \ln \frac{T_{\text{кип}}}{T_0}, \quad (1.6)$$

где i' – энтальпия, кДж/кг; $t_{\text{кип}}$ ($T_{\text{кип}}$) – температура кипения (насыщения), °С (К); $t_0 = 0$ °С; $T_0 = 273,15$ К; $c_B = 4,19$ кДж/(кг·К) – удельная массовая теплоемкость воды (жидкости).

2. Параметры сухого насыщенного пара (т.А'', т. В'')

$$\begin{aligned} \text{Температура} & \quad t = t_{\text{кип}} = f(P); \\ \text{удельная энтальпия} & \quad i'' = i' + r; \end{aligned} \quad (1.7)$$

$$\text{удельная энтропия} \quad s'' = s' + \frac{r}{T_{\text{кип}}}, \quad (1.8)$$

где r – удельная скрытая теплота парообразования, кДж/кг.

3. Влажный насыщенный пар (т. D, т. F):

$$\begin{aligned} \text{Температура} & \quad t = t_{\text{кип}} = f(P); \\ \text{удельная энтальпия} & \quad i_x = i' + x \cdot r; \end{aligned} \quad (1.9)$$

$$\text{удельная энтропия} \quad s_x = s' + \frac{x \cdot r}{T_{\text{кип}}}; \quad (1.10)$$

$$\text{удельный объем} \quad v_x = v'(1-x) + v'' \cdot x, \quad (1.11)$$

где v_x – удельный объем влажного пара, м³/кг; v' и v'' – удельные объемы кипящей жидкости и сухого насыщенного пара, соответственно, м³/кг; X – степень сухости.

4. Перегретый пар (т. E, т. M)

$$\text{Температура} \quad t_{\text{пп}} = t_{\text{кип}} + \Delta t_{\text{пп}}; \quad (1.12)$$

$$\text{удельная энтальпия} \quad i = i'' + c_{\text{п}} \cdot (t_{\text{пп}} - t_{\text{кип}}) = i'' + c_{\text{п}} \cdot \Delta t_{\text{пп}}; \quad (1.13)$$

$$\text{удельная энтропия} \quad s = s'' + c_{\text{п}} \cdot \ln \frac{T_{\text{пп}}}{T_{\text{кип}}}; \quad (1.14)$$

$$\text{удельный объем} \quad v_x = \frac{RT_{\text{пп}}}{P}, \quad (1.15)$$

где $t_{\text{пп}}$ ($T_{\text{пп}}$) – температура перегретого пара, °С (К); $\Delta t_{\text{пп}}$ – степень перегрева, °С; $c_{\text{п}}$ – удельная массовая изобарная теплоемкость паров воды (газ).

При построении калорических диаграмм условно принимают $i = 0$ при температуре $t_0 = 0^\circ\text{C}$ и давлении $P = 1000 \text{ Па} = 0,01 \text{ бар}$, параметрах тройственной точки.

На основании уравнений (1.4÷1.15) рассчитываются термодинамические характеристики воды и водяного пара и строятся тепловые (калорические) T-s – и i-s- диаграммы.

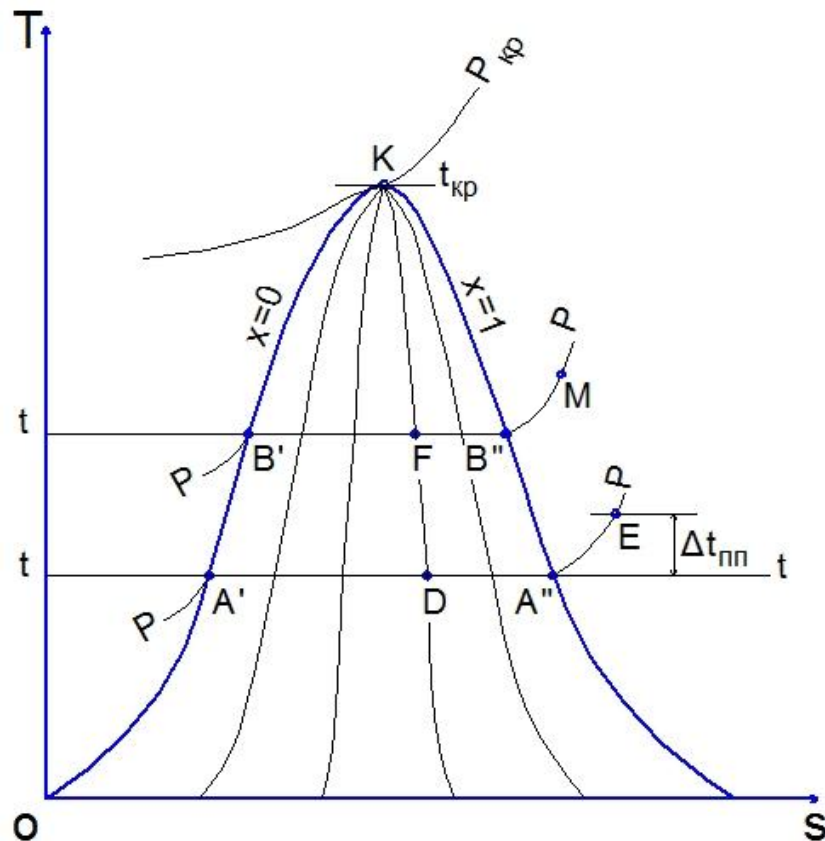


Рис. 1.2. T-s- диаграмма воды и водяного пара

Для решения задач по воде и водяному пару пользуются диаграммой в области высоких значений степени сухости и энтропии. Пример такой диаграммы представлен на рис. 1.4.

Диаграмма с численными значениями параметров и термодинамических характеристик представлена в приложении 4.

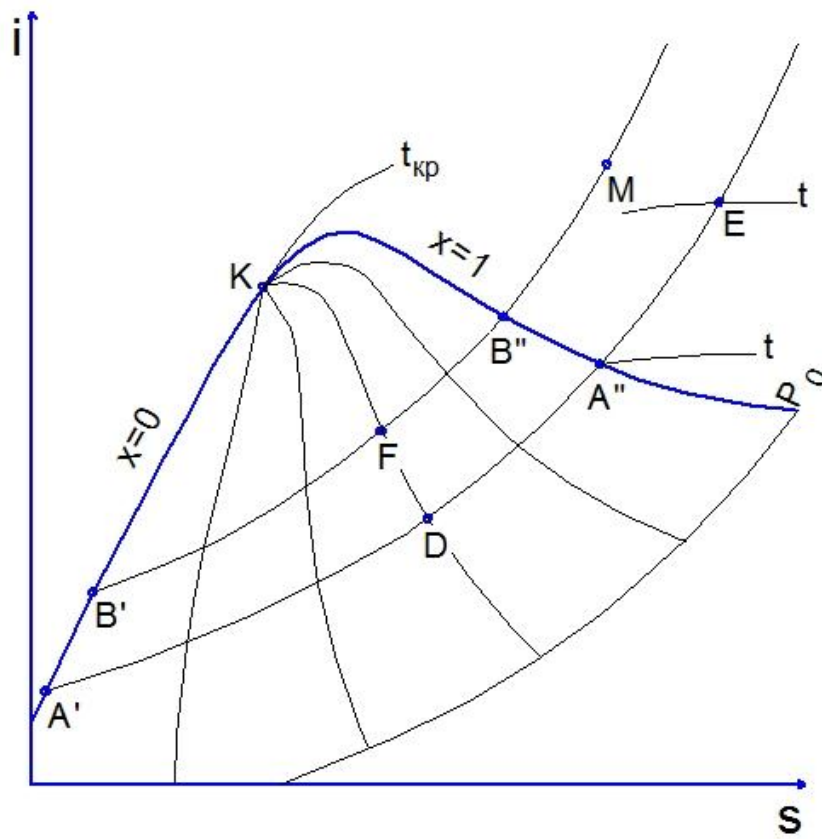


Рис. 1.3. i - s - диаграмма водяного пара

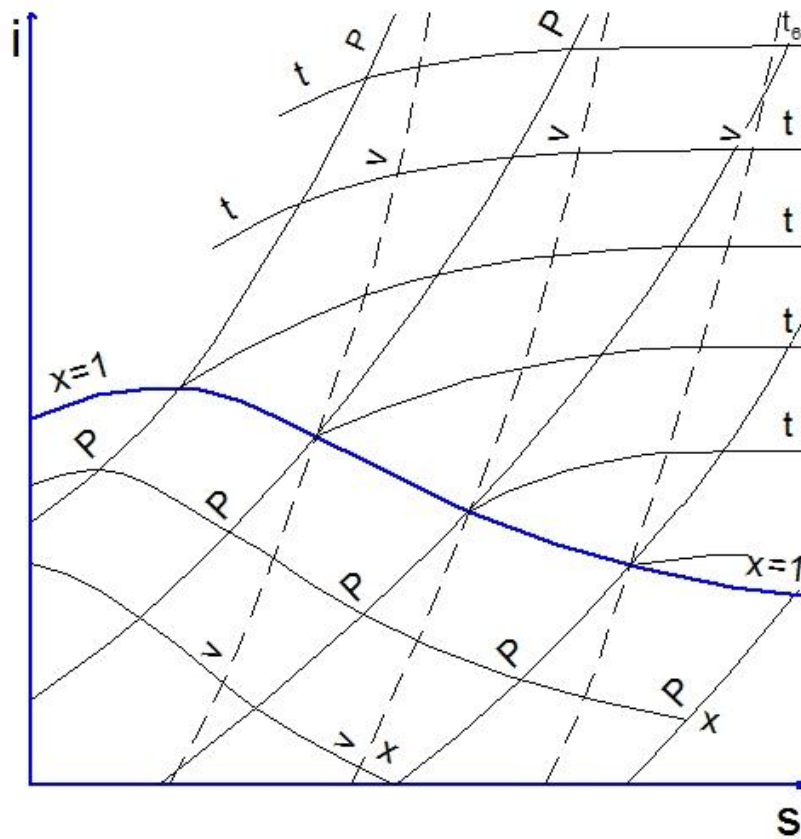


Рис. 1.4. i - s - диаграмма водяного пара

1.4. Основные термодинамические процессы изменения состояния водяного пара

Как и для идеальных газов, основными необратимыми процессами изменения состояния водяного пара являются: изохорный и изобарный (нагрев, охлаждение), изотермический и адиабатный (расширение, сжатие), а также процесс дросселирования.

Схематичное изображение процессов в P-v-, T-s- и i-s- диаграммах воды и водяного пара представлено на рис. 1.5 – 1.7.

1.4.1. Изобарные процессы (нагрев, охлаждение)

Общий вид изобарных процессов в диаграммах представлен на рис. 1.5.

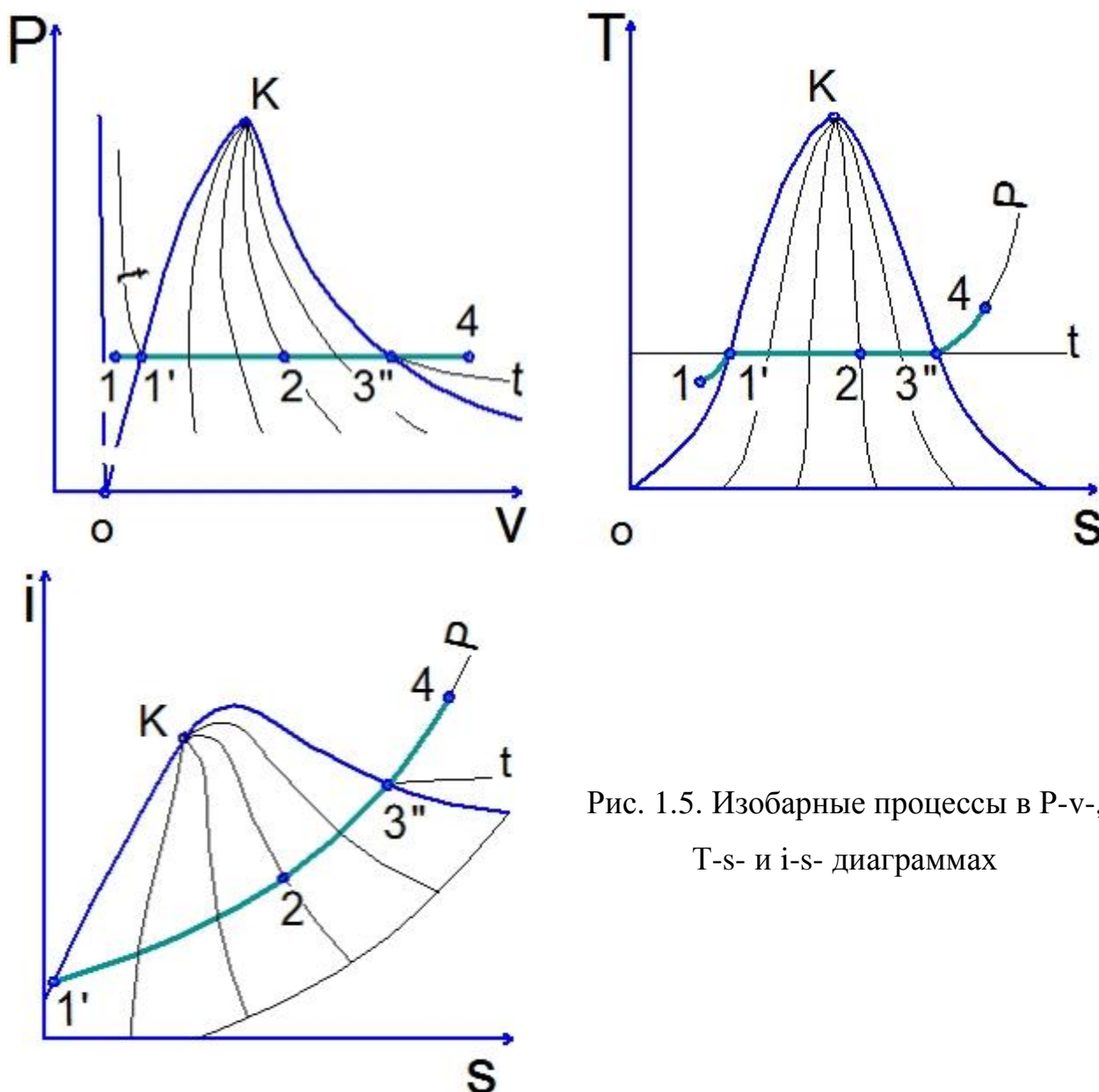


Рис. 1.5. Изобарные процессы в P-v-, T-s- и i-s- диаграммах

Процесс 1 - 1' - 2 - 3'' - 4 – изобарный нагрев ($P = \text{const}$), состоящий из последовательных процессов 1 - 1' – нагрев жидкости от t_1 до кипения, 1' - 2 - 3'' – испарение, 3'' - 4 – перегрев пара (нагрев газа).

Изменение параметров воды и состояния системы показано в табл. 1.2.

Рассмотрим обратный процесс (охлаждения) 4 - 3'' - 2 - 1' - 1, который состоит из 4 - 3'' – охлаждение газа до с.н.п. (до температуры насыщения), 3'' - 2 - 1' – конденсации паров, 1' - 1 – охлаждения жидкости ниже температуры насыщения (кипения).

Таблица 1.2

Параметры воды и водяного пара

Точка	Параметры точек и состояние системы		
	Состояние системы	Температура	Степень сухости
1	ж	t_1	–
1'	кип. ж	$t_{\text{кип}}$	0
2	вл.н.п.	$t_{\text{кип}}$	$0 < X < 1$
3''	с.н.п.	$t_{\text{кип}}$	1
4	п.п.	$t_{\text{пп}} > t_{\text{кип}}$	–

Обозначения: ж – жидкое состояние, кип. ж – кипящая жидкость, вл.н.п. – влажный насыщенный пар (парожидкостная смесь), с.н.п. – сухой насыщенный пар, п.п. – перегретый пар (газ).

1.4.2. Изохорные процессы (нагрев, охлаждение)

На рис. 1.6. схематично представлены изохорные процессы (нагрева, охлаждения).

Вид процесса и изменение состояний воды зависят от местоположения процессов на диаграмме: в левой или правой частях.

Процесс нагрева вл.н.п. с малой степенью сухости 1 - 2' - 3 приводит к увеличению давления в системе и образованию кипящей жидкости большего давления (и температуры) $t.2'$, а затем жидкости большего давления $t.3$.

В теплотехнике чаще используется пар с высокой степенью сухости, поэтому процессы будут располагаться в правой части диаграммы. Процесс

изохорного нагрева 4 - 5''- 6 приводит к образованию сухого насыщенного пара, а затем перегретого пара большего давления и температуры.

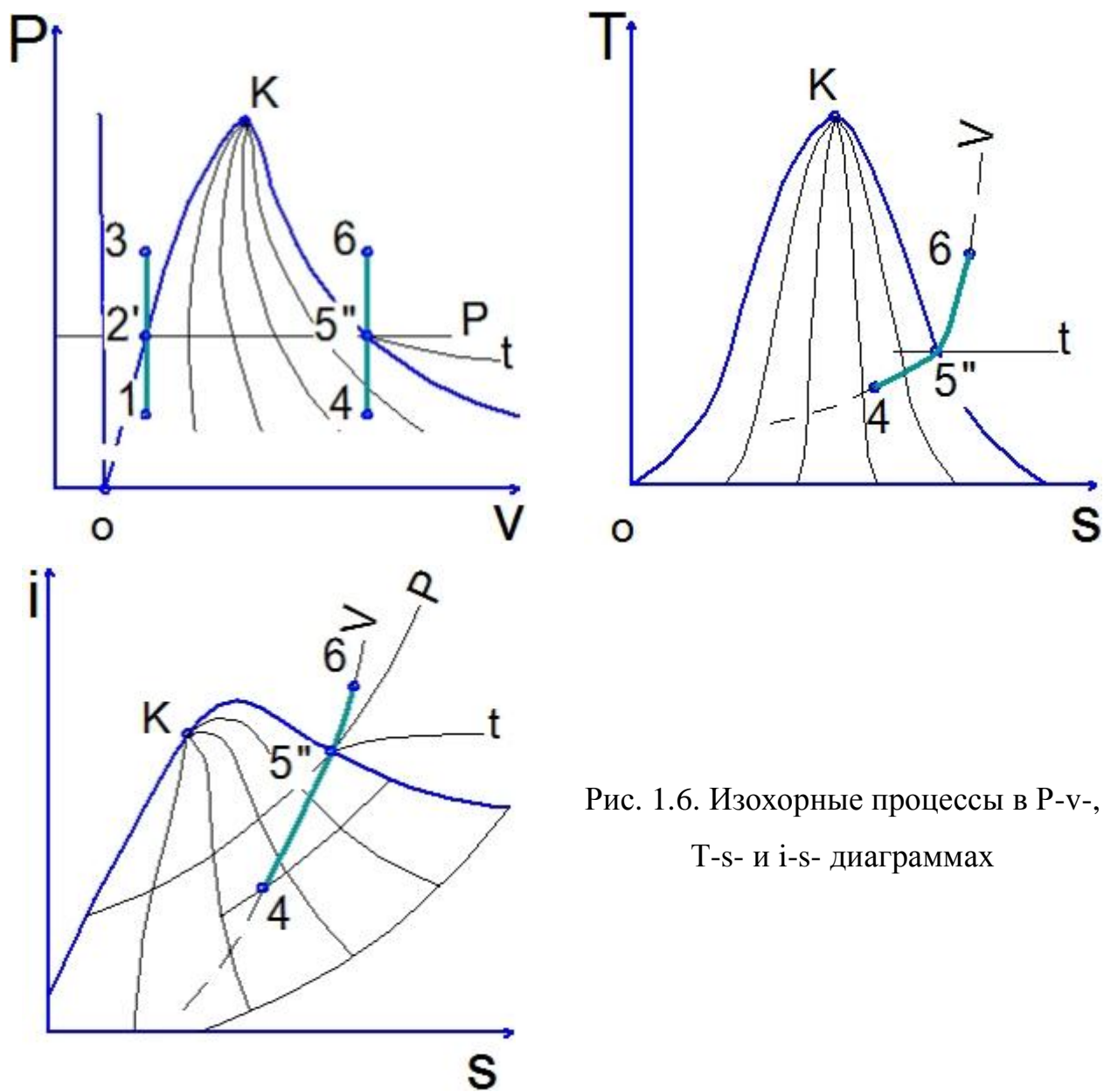


Рис. 1.6. Изохорные процессы в P-v-, T-s- и i-s- диаграммах

Изменение параметров воды и состояния системы показано в табл. 1.3.

Таблица 1.3

Параметры водяного пара

Точка	Параметры точек и состояние системы		
	Состояние системы	Температура	Степень сухости
4	Влажный насыщенный пар(вл.н.п.)	t_4	$0 < X < 1$
5''	Сухой насыщенный пар(с.н.п.)	t_5	1
6	Перегретый пар(п.п.)	t_6	–

Обратный процесс охлаждения $6 - 5'' - 4$ приводит к охлаждению газа до температуры насыщения и снижению давления $6 - 5''$, дальнейшее приводит к частичной конденсации и образованию вл.н.п. $5'' - 4$.

1.4.3. Изотермические процессы (расширения, сжатия)

На рис. 1.7. схематично представлены изотермические процессы (расширения, сжатия).

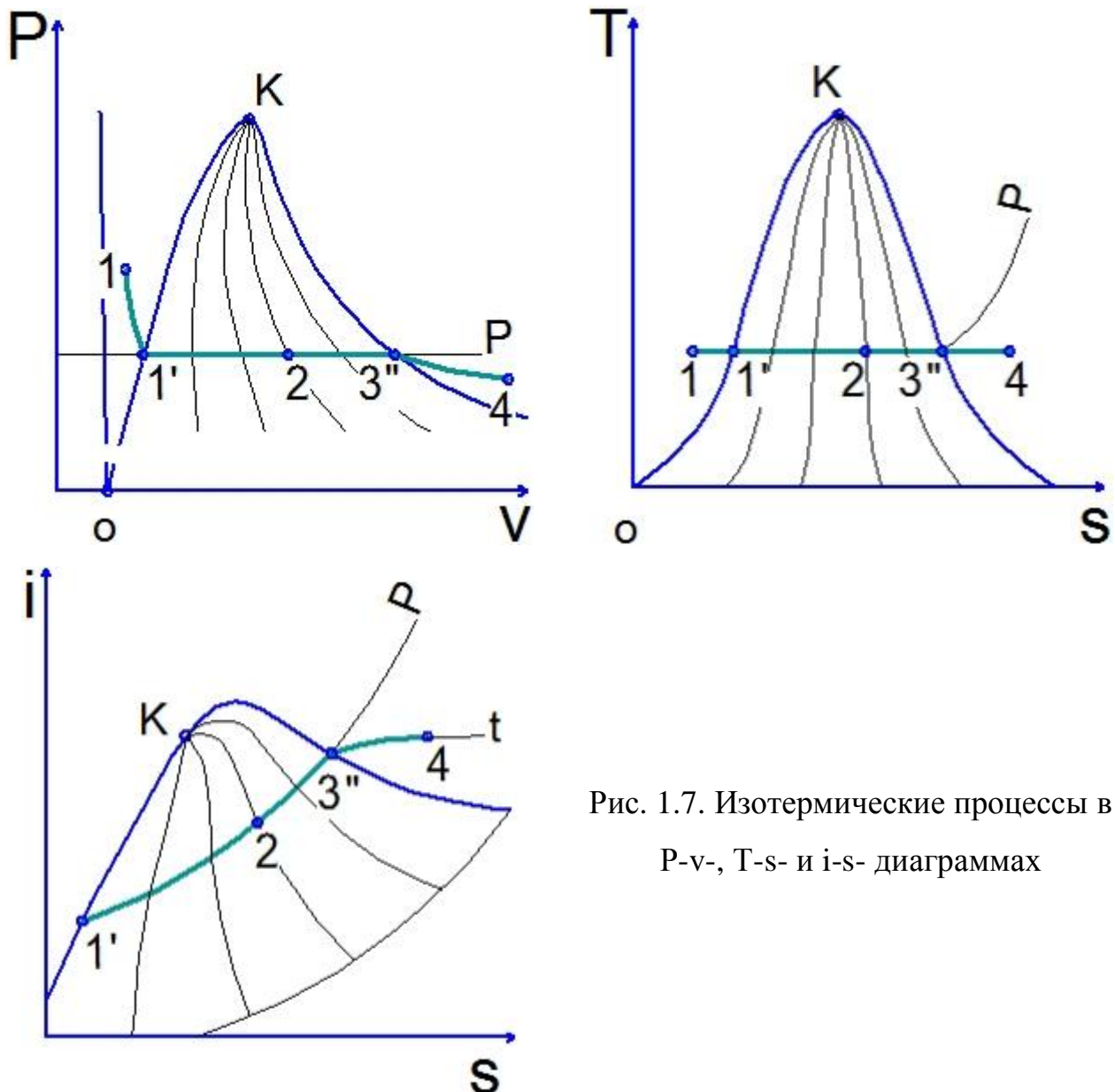


Рис. 1.7. Изотермические процессы в P-v-, T-s- и i-s- диаграммах

Процесс расширения $1' - 2 - 3'' - 4$ состоит из следующих процессов: $1' - 2 - 3''$ – парообразования, $3'' - 4$ – расширения газа и снижения давления.

Изменение параметров воды и состояния системы показано в табл. 1.4.

В обратном процессе сжатия $4 - 3'' - 2 - 1'$, перегретый пар т.4 переходит в с.н.п. большего давления, затем вл.н.п. и кип.ж., последовательно без давления и температуры, которая равна температуре кипения при $P_1 = P_3$.

Таблица 1.4

Параметры воды и водяного пара

Точка	Параметры точек и состояние системы		
	Состояние системы	Давление	Степень сухости
1'	кип.ж	P_1	0
2	вл.н.п.	$P_2 = P_1$	$0 < X < 1$
3''	с.н.п.	$P_3 = P_2 = P_1$	1
4	п.п.	$P_4 < P_3$	-

1.4.4. Адиабатические (адиабатные) процессы (расширения, сжатия)

На рис. 1.8. схематично представлены адиабатные процессы (расширения, сжатия).

Процесс расширения (снижение давления) $1 - 2'' - 3$ состоит из следующих процессов: $1 - 2''$ – переход п.п. в состояние с.н.п., дальнейшее расширение которого приведет к частичной конденсации $2'' - 3$. Как видно из T-s-диаграммы, процесс расширения приводит к резкому снижению давления и температуры пара. Адиабатный процесс идет без подвода теплоты ($q = 0$), следовательно, при постоянной энтропии $s = \text{const}$ ($s_1 = s_{2''} = s_3$), поэтому его называют изоэнтروпийным.

Изменение параметров воды и состояния системы показано в табл. 1.5.

Обратный процесс адиабатного сжатия $3 - 2'' - 1$ включает процессы $3 - 2''$ – сжатие вл.н.п. и переход его в состояние с.н.п. и процесс сжатия газа $2'' - 1$. При сжатии возрастает давление и температура пара.

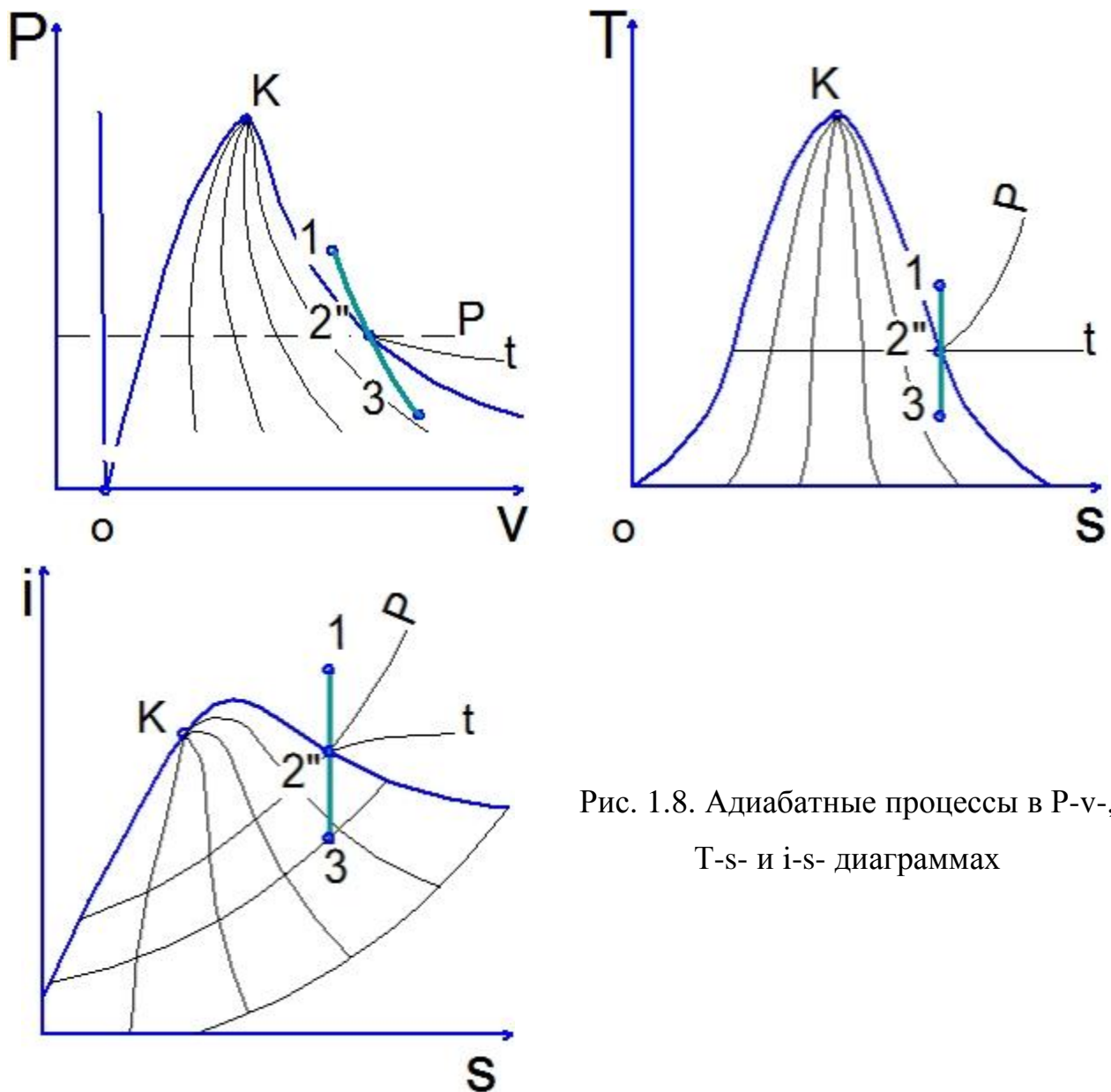


Рис. 1.8. Адиабатные процессы в P-v-, T-s- и i-s- диаграммах

Таблица 1.5

Параметры водяного пара

Точка	Параметры точек и состояние системы			
	Состояние системы	Давление	Температура	Степень сухости
1	п.п.	P_1	t_1	-
2''	с.н.п.	P_2	$t_2 < t_1$	1
3	вл.н.п.	P_3	$t_3 < t_2 < t_1$	$0 < X < 1$

При расчете термодинамических процессов водяного пара используют основные уравнения термодинамики:

$$dq = du + d\ell \rightarrow q = \Delta u + \ell; \quad (1.16)$$

$$d\ell = P \cdot dv \rightarrow \ell = P \cdot (v_2 - v_1); \quad (1.17)$$

$$i = u + P \cdot v \rightarrow u = i - P \cdot v; \quad (1.18)$$

$$ds = \frac{dq}{T} \rightarrow \int_0^q dq = T \int_{s_1}^{s_2} ds \rightarrow q = T(s_2 - s_1) = T\Delta s, \quad (1.19)$$

где q – количество подведенной (отведенной) теплоты, кДж/кг; u – удельная внутренняя энергия, кДж/кг; Δu – изменение удельной внутренней энергии, кДж/кг; ℓ – удельная работа (расширения или сжатия), кДж/кг; P – давление, кПа; v – удельный объем, м³/кг; T – абсолютная температура, К; s – удельная энтропия, кДж/(кг·К); Δs – изменение удельной энтропии, кДж/(кг·К). Индексы «1» и «2» относятся к начальному и конечному состояниям, соответственно.

Решение уравнений (1.16÷1.19) позволяет получить выражения для вычисления теплоты, работы и изменения внутренней энергии в отдельных термодинамических процессах водяного пара (табл. 1.6).

Таблица 1.6

Уравнения расчета термодинамических характеристик реального газа (пара)

Термодинамический процесс	Изменение удельной внутренней энергии $\Delta u = u_2 - u_1$	Удельная работа ℓ	Удельная теплота q
Изобарный процесс $P = \text{const}$	$(i_2 - i_1) - P(v_2 - v_1)$	$P(v_2 - v_1)$	$i_2 - i_1$
Изохорный процесс $v = \text{const}$	$(i_2 - i_1) - v(P_2 - P_1)$	0	$(i_2 - i_1) - v(P_2 - P_1)$
Изотермический процесс $T = \text{const}$	$(i_2 - i_1) - (P_2 v_2 - P_1 v_1)$	$T(s_2 - s_1) - (i_2 - i_1) + (P_2 v_2 - P_1 v_1)$	$T(s_2 - s_1)$
Адиабатный процесс $\Delta q = 0$ ($s = \text{const}$)	$(i_2 - i_1) - (P_2 v_2 - P_1 v_1)$	$-(i_2 - i_1) + (P_2 v_2 - P_1 v_1)$	0

1.4.5. Дросселирование водяного пара

Наряду с основными термодинамическими процессами $P = \text{const}$, $v = \text{const}$, $T = \text{const}$ и $s = \text{const}$, на практике довольно часто применяется процесс

дресселирования рабочего тела. Из опыта известно, что если на пути движения газа или пара встречается местное сопротивление, частично закрывающее поперечное сечение канала (клапан, вентиль, кран, задвижка, диафрагма и т.п.), то давление за препятствием всегда оказывается меньше, чем перед ним. Этот процесс уменьшения давления, в итоге которого нет ни увеличения кинетической энергии, ни совершения технической работы, называется дресселированием или мятием водяного пара.

В большинстве практических случаев процесс дресселирования можно считать изоэнтальпийным, т.е. протекающим при постоянной энтальпии ($i = \text{const}$). Определение значений параметров водяного пара после осуществления процесса дресселирования удобно проводить с использованием T-s- и i-s- диаграмм. Следует отметить, что дресселирование – процесс необратимый, приводит к снижению давления, увеличению удельного объема и росту энтропии. Температура пара может снижаться в большей степени в области вл.н.п., включая кип.ж. и с.н.п. и в меньшей степени в области п.п.

Схематичное изображение процесса дресселирования в одном диапазоне давлений представлено на рис. 1.9.

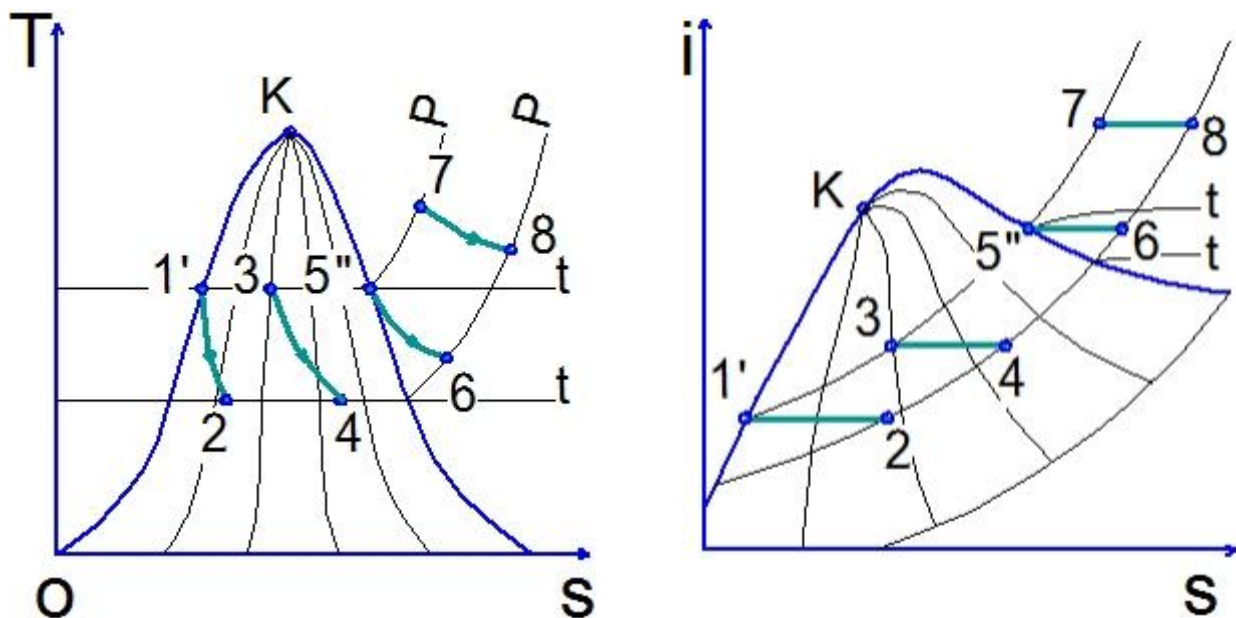


Рис. 1.9. Дресселирование воды и водяного пара

В T-s- диаграмме данные процессы строят по линии постоянной энтальпии $i = \text{const}$, которые представляют собой вогнутые линии. Изображение

процесса дросселирования хладагентов в T-s- диаграмме будет представлено ниже.

Дросселирование на i-s- диаграмме изобразится горизонтальной прямой, направленной слева направо.

При дросселировании кипящей жидкости (процесс 1'-2) достигается состояние влажного насыщенного пара, влажного пара (3 - 4), возрастает его степень сухости, при дросселировании сухого (5''- 6) и перегретого пара (7 - 8) возрастает степень перегрева.

В паросиловых установках (ПСУ) пар дросселируется перед подачей на турбину для придания паровому потоку направления, что снижает внутренние потери. В большинстве случаев процесс дросселирования является нежелательным, т.к. сопровождается уменьшением работоспособности системы. Данный процесс нашел практическое применение в холодильной технике для получения низких температур, а также при измерении расходов газа или жидкости, регулировании в небольших пределах подачи насосов и вентиляторов и т.д. Более подробно данный процесс и его применение в циклах холодильных машин будет рассмотрен в разделе 2.2.

1.5. Виды холодильных агентов. Аммиак. Разновидности хладонов

Холодильные агенты (хладагенты) это вещества, применяемые в холодильных установках для получения холода. Основные требования – температура кипения ниже $t_0 = 0\text{ }^{\circ}\text{C}$ при атмосферном давлении, т.е. при нормальных условиях это газы: воздух, диоксид углерода, азот, аммиак, сернистый ангидрид, закись азота, этилен, пропан и др.

В технике хладагенты принято обозначать буквой R (от англ. Refrigerant – охладитель, хладагент) и цифрами, обозначающими код, который присваивается по свойствам вещества.

Основные требования, предъявляемые к хладагентам: высокая холодопроизводительность (количество теплоты, отбираемое 1 кг хладагента от охлаждаемой среды), высокие коэффициенты теплопроводности и теплоотдачи,

желательно низкая стоимость и относительная безвредность для здоровья человека.

Аммиак NH_3 – хладагент R717 – бесцветный газ с резким запахом, температура плавления $-77,7\text{ }^\circ\text{C}$, температура кипения $-33,3\text{ }^\circ\text{C}$, хорошо растворяется в воде, спирте и ряде других органических растворителей. Ядовит, огнеопасен и при определенных условиях является взрывчатым веществом. Синтезируют из азота и водорода. В природе образуется при разложении азотсодержащих органических соединений. Обладает хорошими теплотворными характеристиками. У аммиака самая высокая удельная холодопроизводительность, поэтому он является доминирующим хладагентом в промышленности.

Серийное производство холодильных машин получило развитие в начале XX века. Практически во всех машинах того времени использовались аммиак и различные эфиры, токсичные и опасные для человека вещества.

В начале 30-х годов в США были синтезированы фреоны (хладоны) – это хлор и фтор замещенные углеводороды метанового ряда, т.е. производные метана (CH_4), этана (C_2H_6), пропана (C_3H_8) и т.д. Фреоны – это газы без цвета и запаха, безвредные для человека. Обозначения фреонов: хладон-12 (R12) – это дифтордихлорметан CF_2Cl_2 ; хладон-22 (R22) – это дифтормонохлорметан CHF_2Cl .

В настоящее время синтезировано более 40 видов фреонов, отличающихся по свойствам и химическому составу. Также используются смеси нескольких фреонов. Характеристики основных фреонов, используемых в технике, представлены в приложении П5. Также ведутся исследования и синтезируются новые более экологичные вещества, разрабатываются альтернативные хладагенты: из пропана (R290), этилена (R1150), пропилена (R1270), изобутана (R600a).

1.6. Параметры хладагентов. T-s- диаграмма аммиака, lgP-i-диаграмма фреона

Изучение отдельных процессов, входящих в циклы холодильных машин, упрощается при использовании термодинамических диаграмм холодильных агентов. Умение пользоваться диаграммой необходимо для контроля и анализа параметров рабочего тела, возможности усовершенствования цикла холодильной машины.

Для каждого холодильного агента построены свои диаграммы, но принцип их построения и пользования одинаков. Наиболее часто для аммиака используют T-s-диаграмму, а для хладонов lgP-i-диаграммы.

По экспериментальным зависимостям температуры кипения аммиака от давления и уравнениям (1.4÷1.15) для расчета удельного объема, энтальпии и энтропии кипящей жидкости, влажного и сухого насыщенного пара, перегретого пара строятся пограничные кривые: линия кипящего аммиака O - A' - B' - K (нижняя пограничная кривая, X = 0), линия сухого насыщенного пара R - A'' - B'' - K (верхняя пограничная кривая, X = 1) и т.д.

Схематично диаграмма показана на рис. 1.10.

В реальных координатах данная диаграмма представлена в приложении 6. При использовании в качестве хладагента того или иного вида фреона (хладона) применяется lgP-i- диаграмма. На рис. 1.11, а показано, что диаграмма разделена на 3 зоны, отделенные друг от друга нижней пограничной кривой (кип. ж., X = 0) C - A' - B' и верхней пограничной кривой (с.н.п., X = 1) D - A'' - B''. Логарифмический масштаб в изображении изобар применен из-за неравномерности шкалы давлений в области вакуума и области избыточного давления.

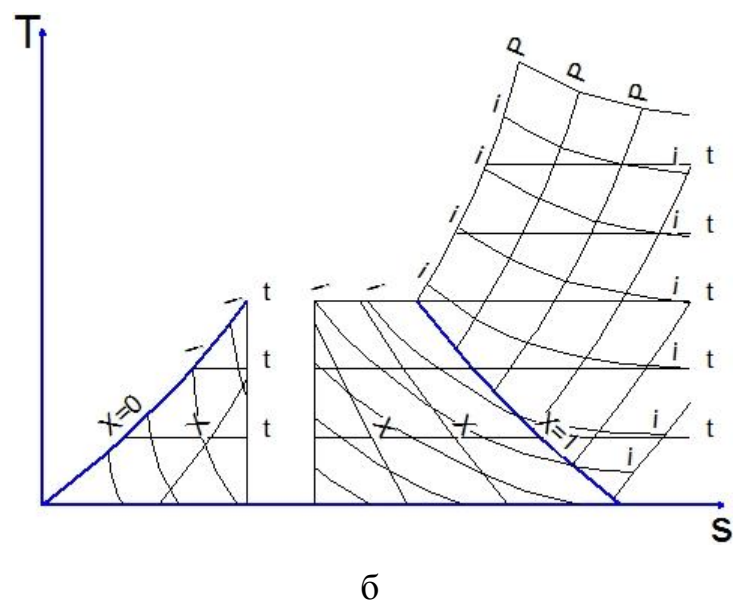
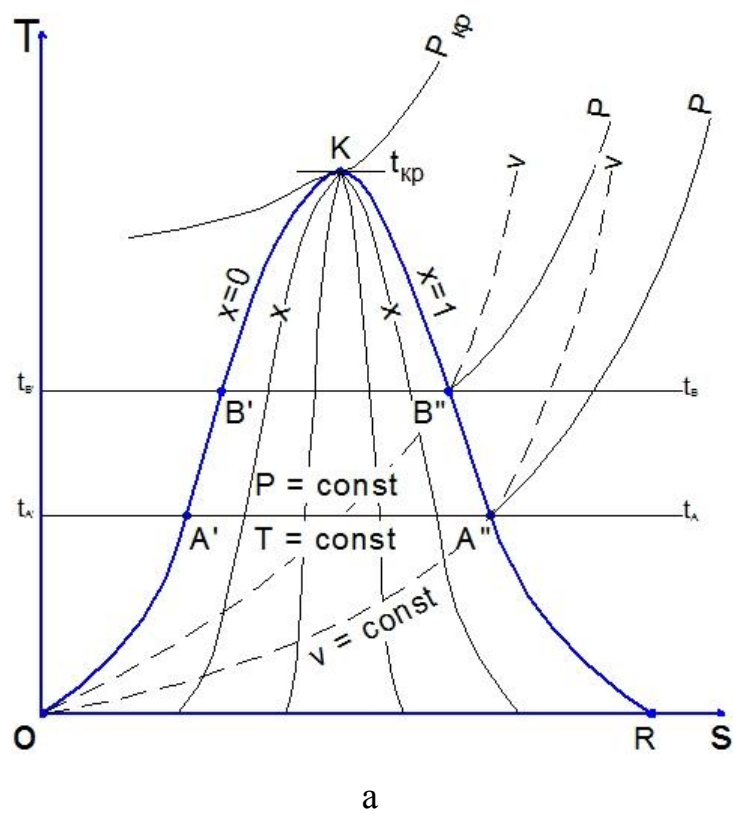


Рис. 1.10. T-s- диаграмма аммиака: а – полная, б – в реальных координатах

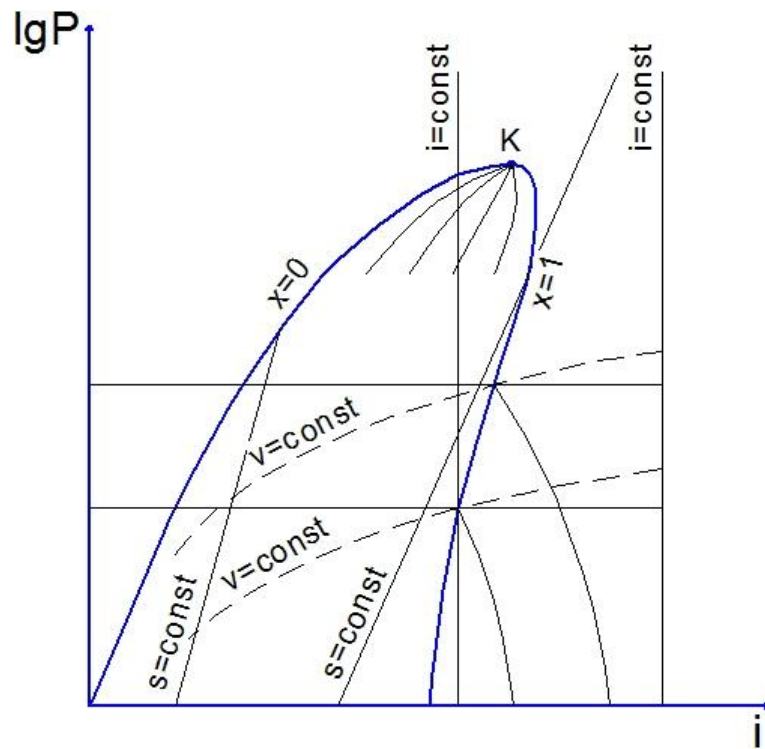
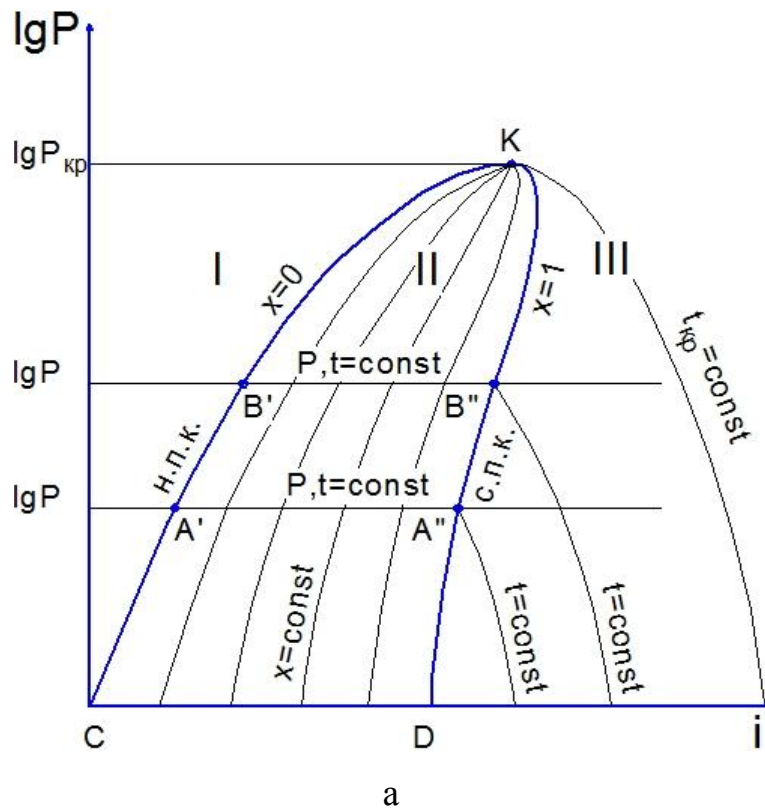


Рис. 1.11. $\lg P$ - i - диаграмма хладона: а – три зоны фазового перехода, линии насыщения; б – кривые основных параметров

Область I – зона переохлажденной жидкости (ниже температуры кипения), II – зона влажного насыщенного пара (вл.н.п., бинарная смесь,

состоящая из жидкой и паровой фазы, $0 < X < 1$), III – зона перегретого пара (п.п., газа), температура которого выше температуры кипения при данном давлении.

Данная диаграмма отражает 6 параметров холодильного агента, которые изображены в виде различных линий рис. 1.11, б:

- $P = \text{const}$ (изобары) представлены горизонтальными линиями во всех зонах диаграммы;
- $i = \text{const}$ (изоэнтальпы) – вертикальные линии;
- $t = \text{const}$ (изотермы) – в области вл.н.п. горизонтальны и совпадают с $P = \text{const}$, в области п.п. идут наклонно вниз;
- $v = \text{const}$ (изохоры) представлены пунктирными линиями;
- $s = \text{const}$ (изоэнтропы, адиабаты) проходят по диагонали через все поле диаграммы;
- $X = \text{const}$ (постоянная степень сухости) проходят только в области вл.н.п.

В реальных координатах диаграмма приведена в приложении 7.

1.7. Термодинамические процессы в $\lg P$ - i - диаграмме

Основные процессы и их изображение в T - s -диаграмме представлены на примере воды и водяного пара (раздел 1.4). Для аммиака процессы строятся аналогично.

Для хладонов используется $\lg P$ - i - диаграмма, которая требует особого рассмотрения.

Изобарные процессы (нагрев, охлаждение)

Процесс 1 - 1' - 2 - 3'' - 4, изобарный нагрев ($P = \text{const}$), состоящий из последовательных процессов 1 - 1' – нагрев жидкости от t_1 до кипения, 1' - 2 - 3'' – испарение, 3'' - 4 – перегрев пара (нагрев газа). Изменение параметров хладагента и состояния системы показано в табл. 1.7.

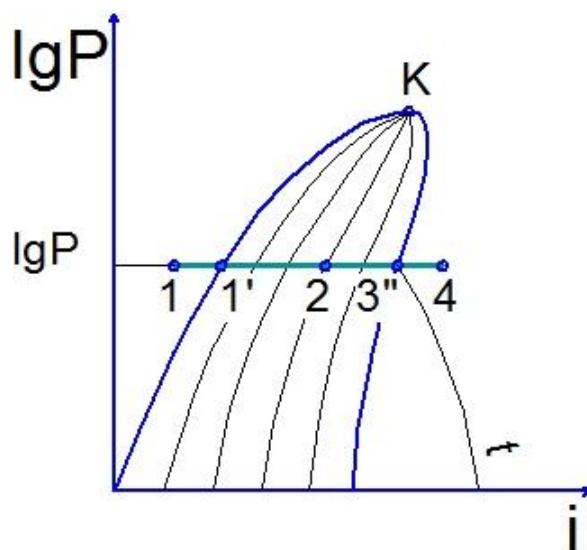


Рис. 1.12. Изобарные процессы в $\lg P$ - i - диаграмме

Рассмотрим обратный процесс (охлаждения) $4 - 3'' - 2 - 1' - 1$, который состоит из $4 - 3''$ – охлаждения газа до с.н.п. (до температуры насыщения), $3'' - 2 - 1'$ – конденсации паров, $1' - 1$ – охлаждения жидкости ниже температуры насыщения (кипения).

Таблица 1.7

Параметры и состояние хладагента

Точка	Параметры точек и состояние системы		
	Состояние системы	Температура	Степень сухости
1	ж	t_1	-
1'	кип. ж	$t_{\text{кип}}$	0
2	вл.н.п.	$t_{\text{кип}}$	$0 < X < 1$
3''	с.н.п.	$t_{\text{кип}}$	1
4	п.п.	$t_{\text{пп}} > t_{\text{кип}}$	-

Изохорные процессы (нагрев, охлаждение)

На рис. 1.13 схематично представлены изохорные процессы (нагрева, охлаждения).

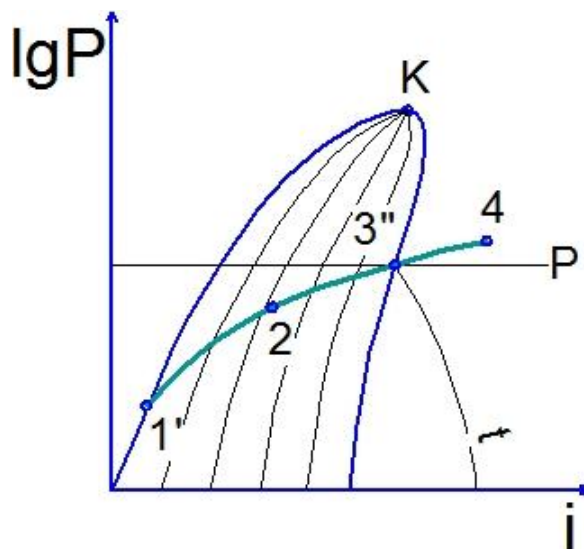


Рис. 1.13. Изохорные процессы в lgP-i- диаграмме

Процесс изохорного нагрева кип.ж. 1' - 2 - 3'' - 4 приводит к образованию вл.н.п., с.н.п., а затем п.п. большего давления и температуры.

Изменение параметров хладагента и состояния системы показано в табл. 1.8.

Обратный процесс охлаждения 4 - 3'' - 2 - 1' приводит к охлаждению газа до температуры насыщения и снижению давления 4 - 3'', дальнейшее приводит к частичной, а затем полной конденсации 3'' - 2 - 1'.

Таблица 1.8

Обозначение и параметры состояния системы

Точка	Параметры точек и состояние системы		
	Состояние системы	Температура	Степень сухости
1'	кип.ж.	$t_{\text{кип}}$	0
2	вл.н.п.	$t_{\text{кип}}$	$0 < X < 1$
3''	с.н.п.	$t_{\text{кип}}$	1
4	п.п.	$t_4 > t_{\text{кип}}$	-

Изотермические процессы (расширения, сжатия)

На рис. 1.14 схематично представлены изотермические процессы (расширения, сжатия).

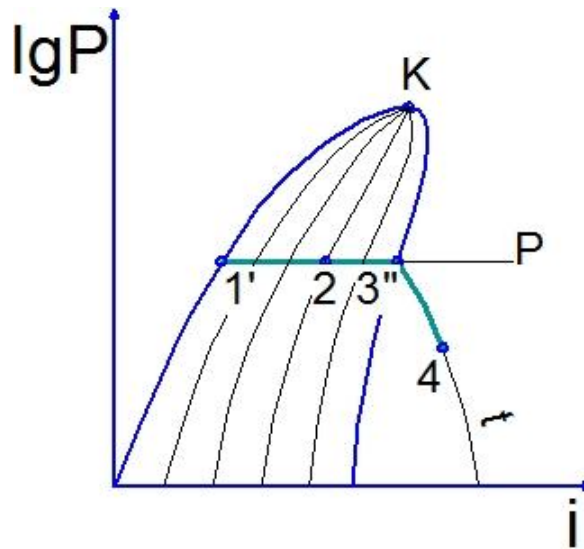


Рис. 1.14. Изотермические процессы в $\lg P$ - i - диаграмме

Процесс расширения $1' - 2 - 3'' - 4$ состоит из следующих процессов: $1' - 2 - 3''$ – парообразования, $3'' - 4$ – расширения газа и снижения давления.

Изменение параметров воды и состояния системы показано в табл. 1.9.

В обратном процессе сжатия $4 - 3'' - 2 - 1'$, перегретый пар т.4 переходит в с.н.п. большего давления, затем вл.н.п. и кип.ж., последовательно без изменения давления и температуры, которая равна температуре кипения при $P_1 = P_3$.

Таблица 1.9

Состояние системы

Точка	Параметры точек и состояние системы		
	Состояние системы	Давление	Степень сухости
1'	кип.ж	P_1	0
2	вл.н.п.	$P_2 = P_1$	$0 < X < 1$
3''	с.н.п.	$P_3 = P_2 = P_1$	1
4	п.п.	$P_4 < P_3$	-

Адиабатические (адиабатные) процессы (расширения, сжатия)

На рис. 1.15 схематично представлены адиабатные процессы (расширения, сжатия).

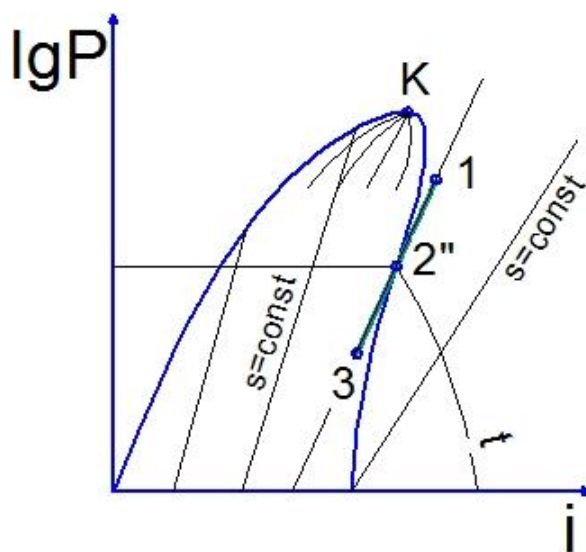


Рис. 1.15. Адиабатные процессы в lgP-i- диаграмме

Процесс расширения (снижение давления) 1 - 2''- 3 состоит из следующих процессов: 1 - 2'' – переход п.п. в состояние с.н.п., дальнейшее расширение которого приведет в частичной конденсации 2''- 3. Адиабатный процесс идет без подвода теплоты ($q = 0$), следовательно, при постоянной энтропии $s = \text{const}$ ($s_1 = s_{2''} = s_3$), поэтому его называют изоэнтروпийным.

Изменение параметров воды и состояния системы показано в табл. 1.10.

Обратный процесс адиабатного сжатия 3 - 2''- 1 включает процессы 3 - 2'' – сжатие вл.н.п. и переход его в состояние с.н.п. и процесс сжатия газа 2''- 1. При сжатии возрастает давление и температура пара.

Таблица 1.10

Состояние системы

Точка	Параметры точек и состояние системы			
	Состояние системы	Давление	Температура	Степень сухости
1	п.п.	P_1	t_1	-
2''	с.н.п.	P_2	$t_2 < t_1$	1
3	вл.н.п.	P_3	$t_3 < t_2 < t_1$	$0 < X < 1$

Дросселирование хладагona

Схематичное изображение процесса дросселирования в одном диапазоне давлений представлено на рис. 1.16.

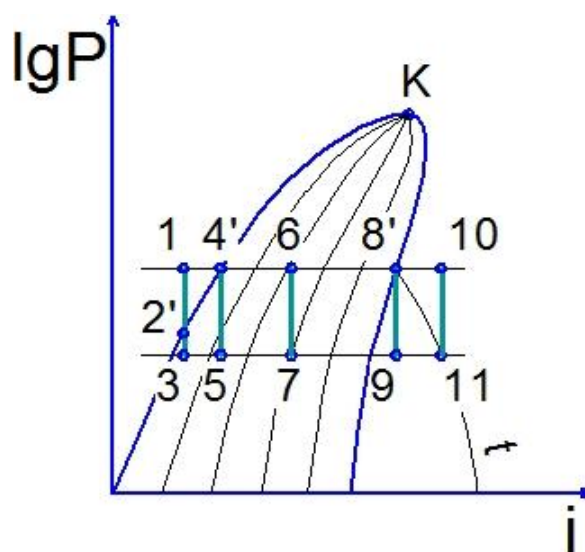


Рис. 1.16. Дросселирование в $\lg P$ - i - диаграмме

В $\lg P$ - i - диаграмме процессы дросселирования строят по линии постоянной энтальпии $i = \text{const}$, которые представляют собой вертикальные линии. Процесс необратимый, идет с увеличением энтропии, изображается сверху вниз, т.к. дросселирование приводит к снижению давления и температуры.

Дросселирование переохлажденной жидкости (ниже температуры кипения) 1 - 2' - 3 приводит к образованию сначала кипящей жидкости 1 - 2', затем вл.н.п. 2' - 3.

При дросселировании кипящей жидкости (процесс 4' - 5) достигается состояние влажного насыщенного пара, если дросселируется влажный пар (6 - 7), это приводит к росту степени сухости. При дросселировании сухого (8'' - 9) и перегретого пара (10 - 11) достигается состояние перегретого пара с температурой ниже температуры кипения при данном давлении.

Расчеты термодинамических характеристик ведут по уравнениям (1.16÷1.19), также формулы представлены в табл. 1.6 и приложении 5.

Вопросы для самоконтроля:

1. Отличие идеальных и реальных газов.
2. Дать определение степени сухости пара.
3. Что означает степень сухости $x = 0,2$?
4. Чему численно равна степень сухости кипящей жидкости и сухого насыщенного пара?
5. Какие процессы описывают линии $A' - A''$ в $P-v$ - диаграмме?
6. Как температура кипения зависит от давления?
7. Дать определение удельной скрытой теплоты парообразования.
8. Как определить температуру влажного насыщенного пара по $T-s$ - диаграмме?
9. Как изменяется удельная скрытая теплота парообразования от давления?
10. В каком агрегатном состоянии находится вещество при температуре выше критической?
11. Что означает степень перегрева пара?
12. Как определить температуру кипения жидкости по $i-s$ - диаграмме?

Глава 2. Первый и второй законы термодинамики.

Виды термодинамических циклов. Прямые и обратные циклы

В жизни и в практической деятельности человек сталкивается с процессами преобразования энергии. Как известно, энергия не возникает из ничего и не исчезает бесследно.

Первый закон термодинамики является частным случаем общего закона сохранения энергии, по которому энергия только переходит из одного вида в другой. Он может быть сформулирован следующим образом: **вся теплота, подведенная к телу, расходуется на изменение внутренней энергии и на совершение работы против внешних сил.**

Аналитическое выражение первого закона термодинамики записывается следующим образом:

$$Q = \Delta U + L, \quad (2.1)$$

где Q – теплота (тепловая энергия); ΔU – изменение внутренней энергии; L – работа (механическая энергия), Дж (кДж, МДж).

На основании I закона термодинамики получен ряд количественных связей и характеристик процессов преобразования тепловой энергии в механическую. Однако этот закон не показывает направления течения процессов, а только отражает сохранение энергии с количественной стороны.

Качественную оценку тепловых процессов дает II закон термодинамики. Он утверждает принцип односторонности течения самопроизвольных процессов с увеличением энтропии. В естественных процессах перенос теплоты происходит от тела с более высокой температурой (теплоисточника) к телу с низкой температурой (теплоприемнику). Перенос теплоты происходит до полного температурного равновесия. Обратный процесс переноса теплоты от тела с низкой температурой к телу с более высокой температурой возможен только при затратах механической энергии (работы), т.е. самопроизвольно протекать не может.

Механическая энергия легко и полностью переходит в тепловую полностью и без остатка, но тепловая энергия в механическую переходит частично, большая часть ее остается в виде тепловой энергии.

Впервые II закон был изложен французским ученым Сади Карно, затем подтвержден Рудольфом Клаузиусом.

Аналитическое выражение второго закона термодинамики для обратимых процессов $dq = T ds$; а для необратимых процессов: $dq < T ds$.

Наиболее точно II закон был сформулирован Уильямом Томсоном:

«Не вся теплота, полученная от теплоисточника, переходит в работу, а только некоторая ее часть. Часть теплоты переходит к теплоприемнику».

Данный закон позволяет указать направление теплового потока и устанавливает максимально возможный предел превращения тепловой энергии в механическую. Для исследования термодинамических циклов при расчете теплоты, работы и термического КПД используют выражение (2.2):

$$Q_1 = L + Q_2, \quad (2.2)$$

где Q_1 – подводимая теплота (от теплоисточника); L – полученная механическая энергия (работа); Q_2 – теплота, отводимая к теплоприемнику, Дж (кДж, МДж).

При расчете термодинамических процессов пользуются удельными величинами, т.е. приходящимися на 1 кг газа или пара:

$$q_1 = \ell + q_2, \quad (2.3)$$

где q_1, q_2, ℓ измеряются в Дж/кг (кДж/кг, МДж/кг).

Последовательно идущие термодинамические процессы (охлаждение, сжатие, нагрев, расширение), возвращающие рабочее тело (газ или пар) в исходное состояние для получения работы, называются круговыми процессами или циклами.

Подробно виды термодинамических циклов рассмотрены на примере идеальных газов [2].

На всех диаграммах состояния циклы изображают замкнутыми линиями, т.к. суммарное изменение любого калорического параметра состояния рабочего тела в цикле равно нулю. При осуществлении цикла обязательно должны быть процессы сжатия и расширения рабочего тела, нагрева и охлаждения.

Циклы бывают **прямыми и обратными**.

Если подвод теплоты к рабочему телу в цикле осуществляется от горячего источника, то такой цикл называют **прямым**. Назначение тепловых двигателей – получение максимально возможной полезной работы. Направление процессов прямого цикла в фазовых диаграммах – по направлению движения часовой стрелки. Во всех прямых циклах $\ell_{\text{РАСШ}} > \ell_{\text{СЖ}}$, а полезная работа цикла:

$$\ell_{\text{ПОЛ}} = (\ell_{\text{РАСШ}} - \ell_{\text{СЖ}}) > 0, \quad (2.4)$$

где $\ell_{\text{ПОЛ}}$ – полезная работа; $\ell_{\text{РАСШ}}$ – работа расширения; $\ell_{\text{СЖ}}$ – работа, затраченная на сжатие, Дж/кг(кДж/кг, МДж/кг).

Согласно второму закону термодинамики полезная работа цикла равна разности между подведенной q_1 , и отведенной q_2 теплотой:

$$\ell_{\text{ПОЛ}} = (q_1 - q_2) = q_{\text{Ц}}. \quad (2.5)$$

Эффективность прямого цикла характеризуется термическим коэффициентом:

$$\eta_t = \frac{\ell_{\text{пол}}}{q_1} = \frac{q_1 - q_2}{q_1} = 1 - \frac{q_2}{q_1}. \quad (2.6)$$

Эта величина является показателем совершенства рассматриваемого реального цикла.

Тепловые двигатели производят механическую работу за счет затраты теплоты. Для паросиловых установок (ПСУ) рабочим телом является водяной пар. В отношении тепловых двигателей важнейшей задачей технической термодинамики является решение вопроса о получении наибольшей работы при затратах заданного количества теплоты, т.е. термодинамика решает вопрос о способах достижения максимальных значений КПД.

Цикл называется **обратным**, если к горячему источнику передается теплота от рабочего тела. По обратному циклу работают холодильные машины, назначение которых состоит в получении «холода», которое требует затрат работы. В таком цикле на диаграммах процессы протекают в направлении против часовой стрелки. В обратном цикле $\ell_{\text{РАСШ}} < \ell_{\text{СЖ}}$:

$$\ell_{\text{Ц}} = (\ell_{\text{РАСШ}} - \ell_{\text{СЖ}}) = (q_1 - q_2) < 0 \quad (2.7)$$

или

$$\ell_{\text{Ц}} = q_1 - q_2 < 0, \quad (2.8)$$

где $q_2 = q_0$ – удельная холодопроизводительность, т.е. количество теплоты, отбираемое хладагентом от охлаждаемой среды, Дж/кг (кДж/кг, МДж/кг).

Обратный цикл характеризуется холодильным коэффициентом, который показывает, какое количество «холода» получено на единицу затраченной работы:

$$\varepsilon = \frac{q_0}{\ell_{\text{Ц}}} = \frac{q_0}{q_1 - q_0}. \quad (2.9)$$

Согласно II закона термодинамики $q_2 = q_0 > \ell_{\text{Ц}}$, следовательно, холодильный коэффициент $\varepsilon > 0$.

По обратному циклу работают холодильники и кондиционеры. При расчете холодильной машины по возможности достигается максимальный

холодильный коэффициент, т.е. максимальная холодопроизводительность при минимальных затратах работы на расширение и сжатие хладагента.

2.1. Цикл паросиловой установки

Паросиловые установки (ПСУ) предназначены для получения электрической энергии и водяного пара, идущего на производственные и технологические нужды предприятий. На рис. 2.1. представлена принципиальная схема ПСУ.

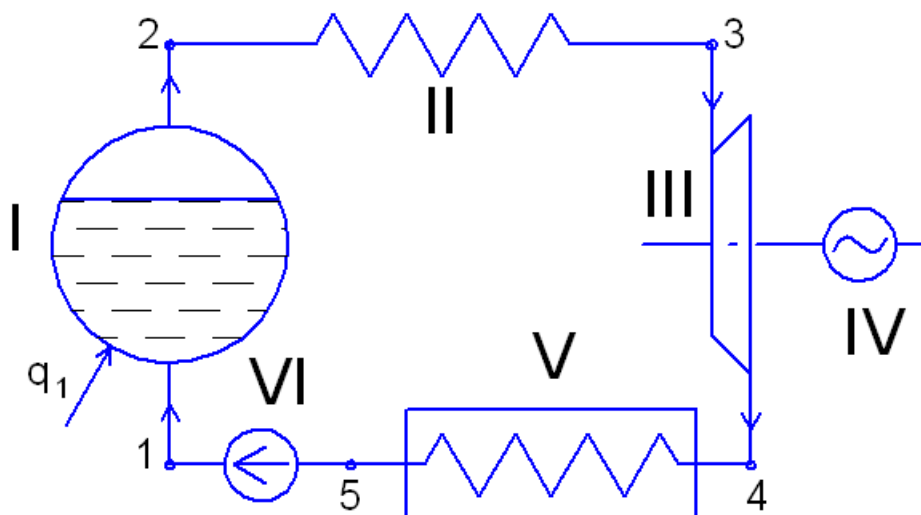


Рис. 2.1. Принципиальная схема ПСУ:

I – барабан парового котла; II – пароперегреватель; III – паровая турбина; IV – электрогенератор; V – конденсатор; VI – питательный насос

Паровой котел является сложным теплофикационным сооружением. На схеме условно изображены только два его элемента: барабан I и пароперегреватель II. Работа установки состоит в следующем. Питательная вода (конденсат) насосом VI нагнетается в барабан парового котла. За счет химической теплоты топлива, сжигаемого в топке, вода при постоянном давлении нагревается до температуры кипения и превращается во влажный ($x = 0,8 \div 0,95$) или в сухой насыщенный пар ($x = 1$), который затем перегревается в пароперегревателе II до заданной температуры. Перегретый пар поступает в паровую турбину III, где адиабатно расширяется с получением полезной работы. Электрогенератор IV трансформирует механическую энергию

вращения ротора в электрическую. Современные турбины имеют ряд отборов пара, через которые пар поступает к потребителю, для использования в качестве теплоносителя или на технологические нужды. Отработанный пар (после турбины) направляется в конденсатор V. Конденсатор представляет собой обычный кожухотрубный теплообменник, основное назначение которого состоит в конденсации отработанного пара и создании разрежения за турбиной. Это приводит к повышению работы расширения пара в турбине, что увеличивает экономичность цикла ПСУ. В конденсаторе V пар превращается в воду (конденсат) и питательным насосом VI подается в барабан котла. Цикл замыкается. Схематично цикл показан на рис.2.2.

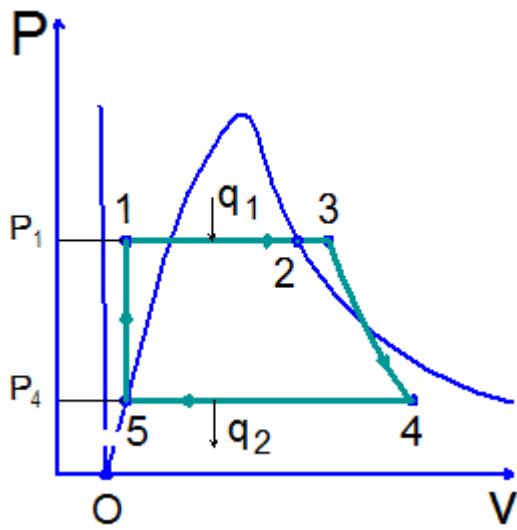
Этот цикл состоит из изобарного процесса получения перегретого пара в котле и пароперегревателе I и II (линия 1 - 2 - 3). Участок 1 - 2 характеризует процесс нагревания воды до температуры насыщения (кипения) и парообразования, т.е. превращения воды в пар; участок 2 - 3 характеризует процесс перегрева пара. Линия 3 - 4 отражает адиабатный процесс расширения пара в турбине III. Отрезок 4 - 5 – изобарно-изотермический процесс конденсации отработанного пара в конденсаторе IV. Отрезок 5 - 1 изображает процесс повышения давления воды в насосе VI. При перекачивании жидкости насосом энтальпия и энтропия потока практически не изменяются.

Термодинамические процессы, составляющие цикл ПСУ (цикл Ренкина) представлены в табл. 2.1.

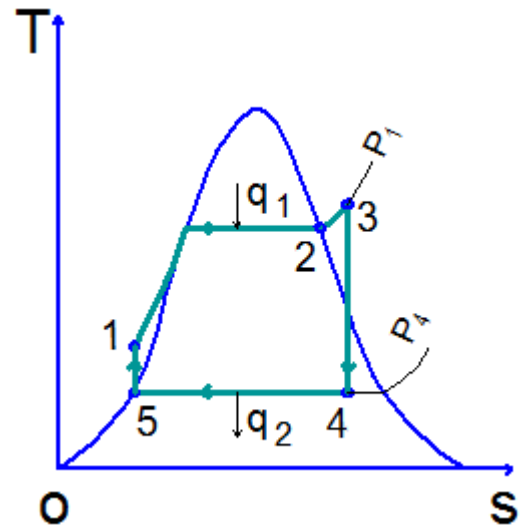
Таблица 2.1

Термодинамические процессы цикла ПСУ

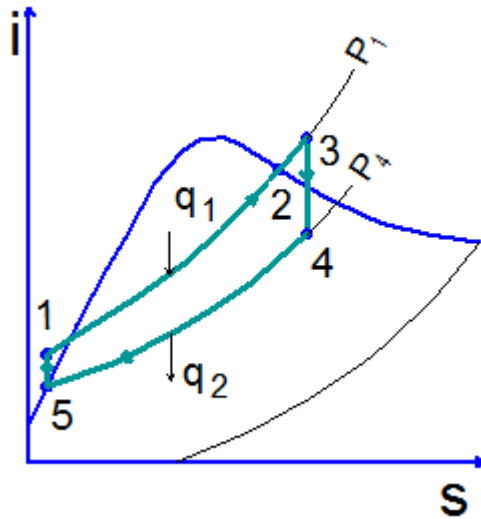
Обозначение процесса	Вид процесса	Термодинамические характеристики процесса
1 - 2 - 3	$P_1 = \text{const}$ нагрев	Подводимая теплота q_1
3 - 4	$\Delta q = 0 (s = \text{const})$ расширение	Совершается работа турбины ℓ_T
4 - 5	$P_4 = \text{const}$ охлаждение	Отводимая теплота q_2
5 - 1	Перекачивание конденсата насосом	Затрачивается работа ℓ_H



а)



б)



в)

Рис. 2.2. Цикл ПСУ в а) P-v-, б) T-s- в) i-s- диаграммах

При анализе цикла ПСУ вводят следующие понятия:

1. Удельная работа турбины:

$$l_T = i_3 - i_4. \quad (2.10)$$

2. Удельная работа насоса на перекачивание воды из конденсатора в котел:

$$l_H = v_5 (P_1 - P_4). \quad (2.11)$$

3. Работа цикла. Работа цикла определяется как разность между работой турбины и работой, затрачиваемой насосом:

$$l_{\text{ц}} = l_T - l_H = (i_3 - i_4) - v_5 (P_1 - P_4). \quad (2.12)$$

4. Удельная тепловая нагрузка парового котла (теплота, подводимая в котле и пароперегревателе в процессе 1 - 2 - 3 - 4):

$$q_1 = i_3 - i_1. \quad (2.13)$$

5. Теоретический термический КПД цикла ПСУ показывает, какая работа получена на единицу затраченной теплоты:

$$\eta_t = \frac{\ell_{ц}}{q_1} = 1 - \frac{q_2}{q_1}. \quad (2.14)$$

Практический КПД будет значительно ниже, т.к. будет учитывать потери теплоты в теплоиспользующих аппаратах, потери работы при расширении пара в турбине и при перекачивании жидкости, потери давления на трение и местные сопротивления.

6. При расчете ПСУ требуется определять удельный и массовый расход пара. Удельный расход пара в кг/с на получение 1МДж теплоты определяют по формулам:

$$d = 1000/(i_3 - i_4), \quad (2.15)$$

где i_3 и i_4 – энтальпия до и после турбины, соответственно, кДж/кг.

Массовый расход пара можно определить из выражения:

$$D_{п} = N_{э}/d, \quad (2.16)$$

где $N_{э}$ – требуемая мощность турбины, МВт; d – удельный расход пара, кг/МДж; $D_{п}$ – расход пара, кг/с.

7. Общая нагрузка парового котла:

$$Q_1 = D_{п}q_1 = D_{п}(i_3 - i_1). \quad (2.17)$$

8. Удельная теплота, отводимая в конденсаторе:

$$q_2 = i_4 - i_5, \quad (2.18)$$

где i_4 и i_5 – энтальпия отработанного пара и конденсата, соответственно.

9. Необходимый расход воды в конденсаторе:

$$G_{H_2O} = D_{п} \frac{i_4 - i_5}{C_B(t_H - t_K)}, \quad (2.19)$$

где G_{H_2O} – расход воды в конденсаторе, кг/с; c_B – теплоемкость воды, кДж/(кг К); t_H и t_K – начальная и конечная температуры воды, подаваемой в конденсатор, °С.

Эталоном для сравнения при расчете и проектировании термодинамических циклов с *идеальными газами* как прямых, так и обратных, является цикл Карно (рис.2.3), состоящий из последовательно идущих изотерм

и адиабат (рис.2.4, а). Но для прямых циклов с *реальными газами* (парами) это утверждение несправедливо.

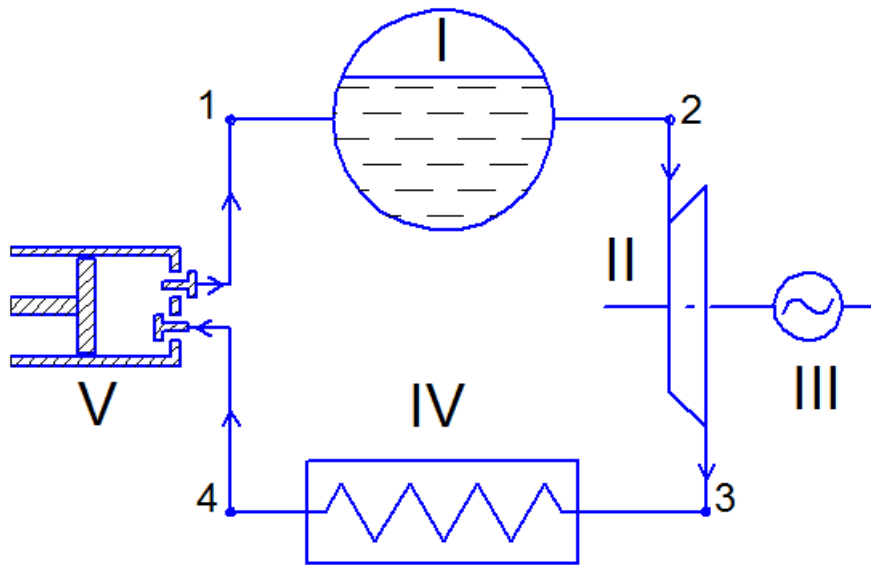


Рис. 2.3. Схема ПСУ, цикл Карно:

I – паровой котел; II – паровая турбина; III – электрогенератор; IV – конденсатор; V – компрессор для сжатия пара

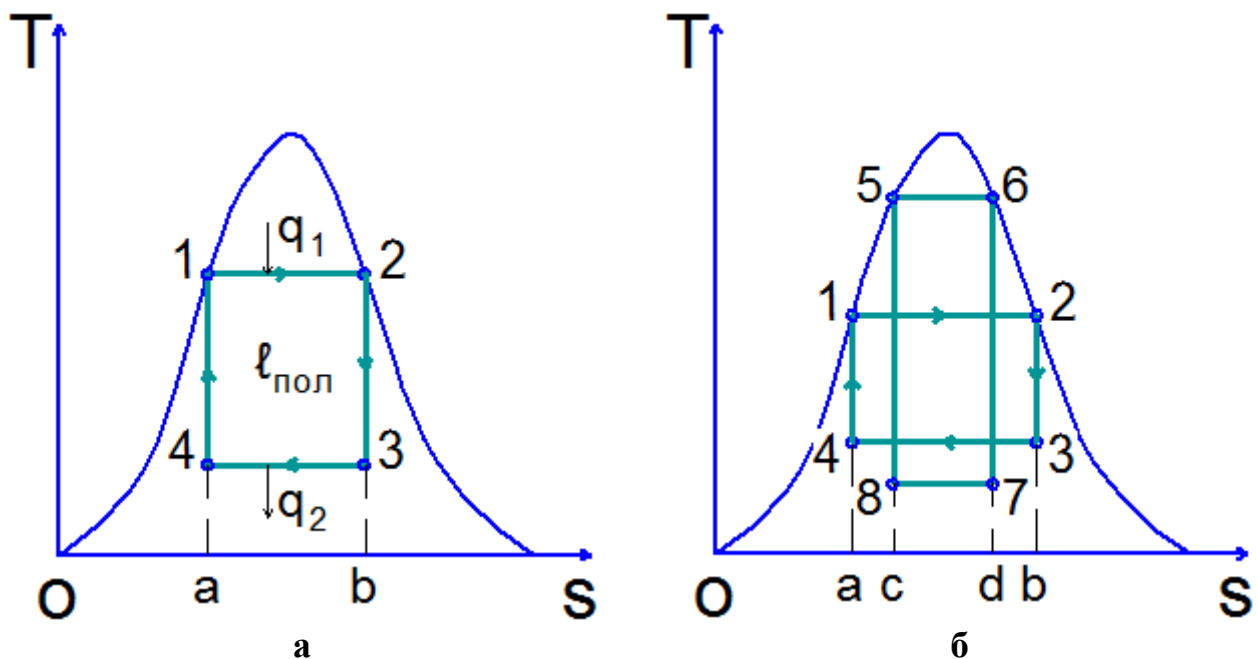


Рис. 2.4 Прямой цикл Карно в T-s- диаграмме:

1 - 2 – испарение воды в котле ($T = \text{const}$), затраченная теплота оценивается площадью $q_1 = F_{a-1-2-3-b}$;

2 - 3 – адиабатное расширение в турбине ($s = \text{const}$);

3 - 4 – конденсация обработанного пара ($T = \text{const}$), отводимая от пара теплота

$$q_2 = F_{a-4-3-b};$$

4 - 1 – адиабатное сжатие пара в компрессоре ($s = \text{const}$)

Полезная работа установки: $q_1 - q_2 = F_{1-2-3-4}$, термический КПД $\eta_t = 1 - T_2/T_1$.

В области влажного насыщенного пара процессы изобарного испарения и конденсации идут при постоянной температуре, равной температуре кипения жидкости при данном давлении, эти процессы можно считать изотермическими ($T = \text{const}$). Процессы расширения пара в турбине и сжатия в компрессоре приближены к адиабатным. Следовательно, циклы паросиловой установки (прямой) в области влажного насыщенного пара представляют собой цикл Карно.

Таблица 2.2

Термодинамические характеристики прямых циклов Карно

Вариант	Точка	Давление P, бар	Темпера- тура t, °C	Темпера- тура T, К	Удельный объем v, м ³ /кг	Степень сухости, x	Термичес- кий КПД η_t , %
1	3	5	151	424	0,37	0,95	6,4
	2	10	180	453	0,2	1	
2	7	2	120	393	0,88	0,8	27
	6	50	264	537	0,04	1	

Рассмотрим пример: рассчитаем термический КПД для интервала давлений $P_1 = P_2 = 10 \cdot 10^5$ Па и $P_3 = P_4 = 5$ бар (первый вариант) и $P_5 = P_6 = 50$ бар и $P_7 = P_8 = 2$ бар (второй вариант) (рис.2.4, б).

Термодинамические характеристики данных циклов представлены в табл. 2.2.

Термический КПД рассчитываем по уравнению

$$\eta_t = 1 - \frac{T_2}{T_1} = 1 - \frac{424}{453} = 0,064 = 6,4\% .$$

Для большего интервала температур и давлений также определим КПД

$$\eta_t = 1 - \frac{T_2}{T_1} = 1 - \frac{393}{537} = 0,27 = 27\% .$$

Основными недостатками цикла Карно являются:

- 1) низкий термический КПД;

- 2) работа турбины с влажным паром (степень сухости составляет 0,95 и 0,8) увеличивает потери на трение, снижает внутреннее КПД турбины и получаемой работы;
- 3) использование компрессора для сжатия пара;
- 4) 1 кг влажного водяного пара занимает объём 0,37 и 0,88 м³/кг, что приведет к увеличению габаритов компрессора и мощности, затрачиваемой на сжатие;
- 5) быстрый износ лопаток турбины и компрессора вследствие коррозии металла при контакте с влажным паром.

С учетом всех перечисленных недостатков, следует, что работа паросиловой установки по циклу Карно неэффективна.

2.2. Цикл холодильной машины

Многие химико-технологические процессы (в производствах синтетического аммиака, красителей, сжижения газов, разделения газовых смесей, выделения солей из растворов и т.д.) наиболее интенсивно протекают при пониженных температурах, значение которых ниже температуры окружающей среды. Кроме того, проведение экзотермических химических реакций в технологических аппаратах при $t = 20 \div 50$ °С во многих случаях требует интенсивного отвода теплоты, что обычной водой (особенно в летних условиях) осуществить не удается.

Области низких температур условно разделяют [3]:

1. область умеренного холода и климатических установок (300 ÷ 200 К);
2. область глубокого охлаждения (200 ÷ 120 К);
3. криогенная область (120 ÷ 0,3 К);
4. область сверхнизкого охлаждения (ниже 0,3 К).

Абсолютный нуль по шкале Кельвина (0 К) соответствует – 273,15 °С. Самая низкая температура, $2 \cdot 10^{-9}$ К (две биллионные части градуса) выше абсолютного нуля, была достигнута в двухступенчатом криостате ядерного размагничивания в лаборатории низких температур Хельсинкского

технологического университета (Финляндия), группой учёных под руководством профессора Олли Лоуназмаа в 1989 г.

Получение «холода», согласно II закону термодинамики, требует затрат работы. В этих установках за счет затраты работы теплота передается от системы менее нагретой (холодного тела) к системе более нагретой (горячему телу).

Нами будет рассмотрен цикл парокомпрессионной холодильной машины, где в ходе термодинамических процессов хладагент переходит из газа в состояние конденсата (кипящей жидкости), влажного или сухого насыщенного пара, т.е. имеет место изменение агрегатного состояния вещества.

Определение условий, при которых достигается максимальная эффективность действия холодильных машин и тепловых насосов, является основной задачей термодинамического исследования этих циклов.

Циклы парокомпрессионной холодильной установки

Пары хладагента адиабатно сжимаются в конденсаторе I и поступают в конденсатор II, где изобарно охлаждаются и конденсируются. Жидкий хладагент поступает в дроссель III и, далее, в испаритель IV, где отбирает тепло у охлаждаемого объема, нагреваясь.

Соотношение давлений в испарителе ($P_{\text{исп}}$) к давлению в конденсаторе ($P_{\text{конд}}$) составляет:

$$\lambda = \frac{P_{\text{исп}}}{P_{\text{конд}}} = 2 \div 12. \quad (2.20)$$

Схема и циклы парокомпрессионной холодильной установки представлены на рис. 2.5 и 2.6, соответственно. Подробно работа парокомпрессионной холодильной установки рассмотрена в главе 3.1.

Термодинамические процессы, составляющие цикл парокомпрессионной холодильной машины представлены в табл. 2.3.

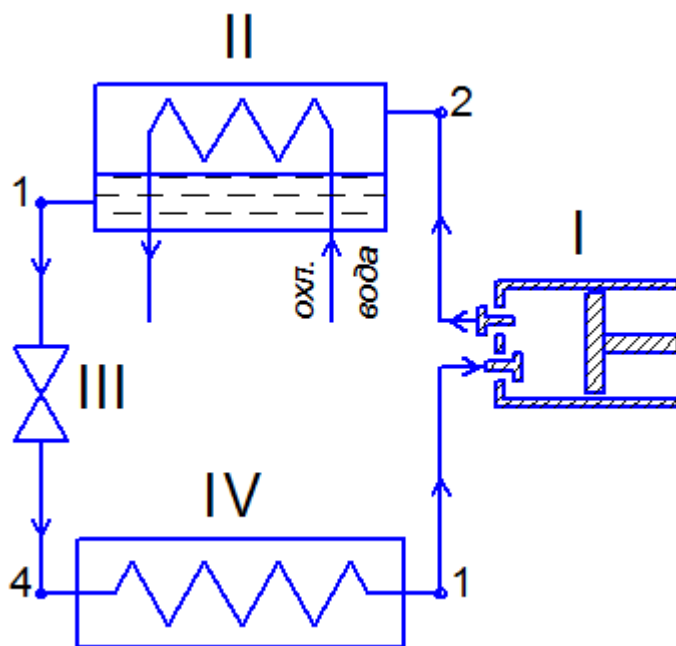


Рис.2.5. Схема парокомпрессионной холодильной установки:

I – компрессор, II – конденсатор, III – дроссель (дроссельный вентиль), IV – испаритель (холодильная камера)

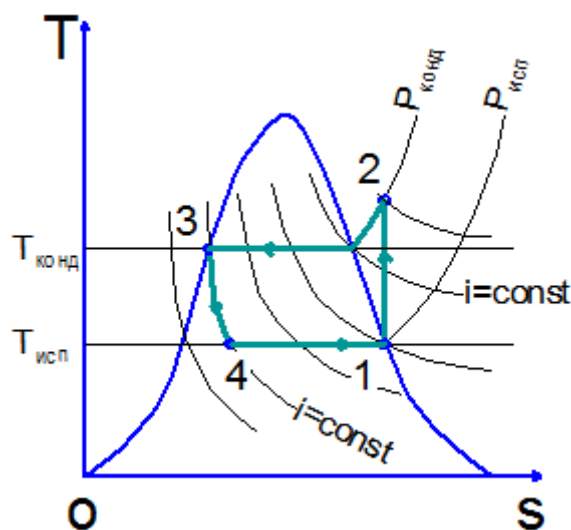


Рис. 2.6. Цикл парокомпрессионной холодильной машины в T-s-диаграмме

Таблица 2.3

Термодинамические процессы холодильного цикла

Обозначение процесса	Вид процесса	Термодинамические характеристики процесса
1 - 2	$\Delta q = 0 (s = \text{const})$ сжатие	Затрачивается работа l_K
2 - 3	$P_2 = \text{const}$ охлаждение	Отводится количество теплоты q_1
3 - 4	$i = \text{const}$ дросселирование	Снижение температуры вследствие падения давления
4 - 1	$P_4 = \text{const}$ нагрев	Хладагент отбирает от охлаждаемой среды количество теплоты q_0

В зависимости от режима работы парокомпрессионной установки ее термодинамический цикл может быть «влажным» или «сухим». На практике чаще применяют «сухие» циклы с перегревом пара в испарителе или с переохлаждением конденсата в конденсаторе. Виды холодильных циклов в T-s- и P-i-диаграммах представлены на рис. 2.7 и 2.8, соответственно.

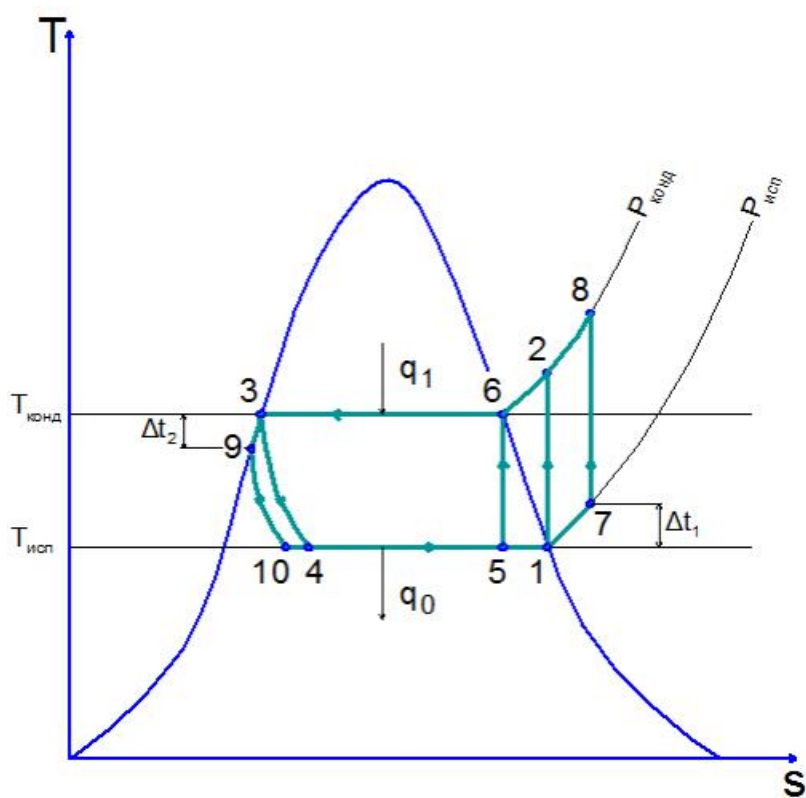


Рис. 2.7. Виды холодильных циклов парокомпрессионной холодильной установки в T-s- диаграмме

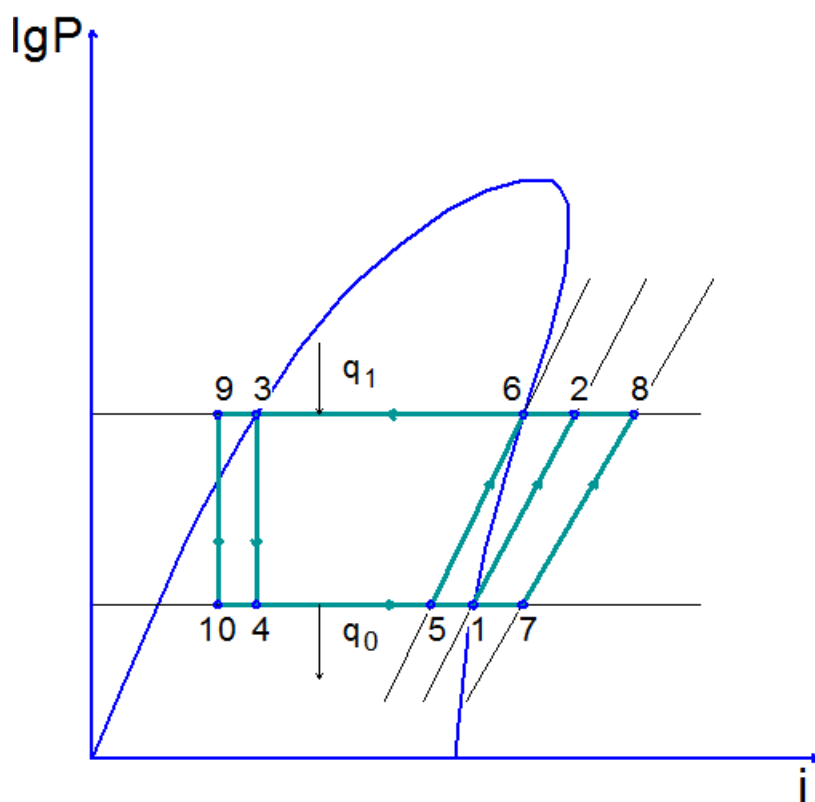


Рис. 2.8. Виды холодильных циклов парокомпрессионной холодильной установки в lgP-i- диаграмме

Влажным называют цикл, который полностью осуществляется в области влажного насыщенного пара (5 - 6 - 3 - 4 - 5).

Сухой цикл – это цикл, осуществляемый как в области влажного насыщенного пара, так и в области перегретого пара (1 - 2 - 6 - 3 - 4 - 1). В компрессор поступает сухой насыщенный пар.

В сухом цикле с перегревом (7 - 8 - 6 - 3 - 4 - 1 - 7) пар дополнительно нагревается в испарителе и подается в компрессор перегретым.

В сухом цикле с переохлаждением (1 - 2 - 6 - 3 - 9 - 10 - 1) дросселируется жидкий хладагент, охлажденный в конденсаторе ниже температуры кипения при данном давлении.

Комбинированный цикл (7 - 8 - 6 - 3 - 9 - 10 - 1 - 7) включает перегрев пара в испарителе и переохлаждение в конденсаторе.

Термодинамические характеристики циклов холодильной машины представлены в табл. 2.4.

В качестве эталона для сравнения эффективности работы холодильной машины используют влажный цикл, который максимально приближен к обратному циклу Карно. Изобарные процессы охлаждения и нагрева в области влажного пара идут при постоянной температуре конденсации и испарения, соответственно ($T = \text{const}$), изохнтальпийное расширение ($i = \text{const}$, дросселирование) максимально приближено к адиабатному ($s \approx \text{const}$).

Расчет цикла холодильной установки обычно начинают с построения цикла в T - s - или $\lg P$ - i -диаграммах. С помощью диаграммы определяют параметры рабочего тела в характерных точках цикла. Уравнения для расчета термодинамических характеристик приведены для сухого цикла 1 - 2 - 3 - 4 - 1, представленного на рис. 2.5.

Термодинамические характеристики циклов холодильной машины

Вид цикла	Обозначение цикла	Обозначение процесса	Вид процесса
Влажный	5 - 6 - 3 - 4 - 5	5 - 6	$\Delta q = 0 (s = \text{const})$ сжатие
		6 - 3	$P = \text{const}$ охлаждение
		3 - 4	$i = \text{const}$ дросселирование
		4 - 5	$P = \text{const}$ нагрев
Сухой	1 - 2 - 6 - 3 - 4 - 1	1 - 2	$\Delta q = 0 (s = \text{const})$ сжатие
		2 - 6 - 3	$P = \text{const}$ охлаждение
		3 - 4	$i = \text{const}$ дросселирование
		4 - 1	$P = \text{const}$ нагрев
Сухой с перегревом пара, степень перегрева $\Delta t_1 = t_5 - t_1$	7 - 8 - 6 - 3 - 4 - 1 - 7	7 - 8	$\Delta q = 0 (s = \text{const})$ сжатие
		8 - 6 - 3	$P = \text{const}$ охлаждение
		3 - 4	$i = \text{const}$ дросселирование
		4 - 1 - 7	$P = \text{const}$ нагрев
Сухой цикл с переохлаждением конденсата	1 - 2 - 6 - 3 - 9 - 10 - 1	1 - 2	$\Delta q = 0 (s = \text{const})$ сжатие
		2 - 6 - 3 - 9	$P = \text{const}$ охлаждение
		9 - 10	$i = \text{const}$ дросселирование
		10 - 1	$P = \text{const}$ нагрев
Комбинированный цикл	7 - 8 - 2 - 6 - 3 - 9 - 10 - 4 - 5 - 1 - 7	7 - 8	$\Delta q = 0 (s = \text{const})$ сжатие
		8 - 6 - 3 - 9	$P = \text{const}$ охлаждение
		9 - 10	$i = \text{const}$ дросселирование
		10 - 1 - 7	$P = \text{const}$ нагрев

1. Удельная работа компрессора, затраченная на сжатие:

$$l_k = i_2 - i_1, \quad (2.21)$$

где i_1 и i_2 – энтальпии рабочего тела до (т.1) и после (т.2) компрессора, кДж/кг.

2. Удельная теплота, отводимая в конденсаторе:

$$q_1 = i_2 - i_3. \quad (2.22)$$

3. Удельная холодопроизводительность:

$$q_0 = i_1 - i_4. \quad (2.23)$$

4. Требуемый расход хладагента (рабочего тела) определяется по заданной общей холодопроизводительности Q_0 :

$$G_{\text{хл}} = Q_0 / q_0, \quad (2.24)$$

где $G_{\text{хл}}$ – расход хладагента, кг/с; Q_0 – общая холодопроизводительность установки, кВт; q_0 – удельная холодопроизводительность, кДж/кг.

5. Теоретическая и действительная мощность компрессора:

$$N_K^{TEOP} = G_{XЛ} \cdot \ell_K, \quad (2.25)$$

$$N_K^{ДЕЙСТ} = \frac{N_K^{TEOP}}{\eta_K}, \quad (2.26)$$

$$\eta_K = \eta_{мех} \cdot \eta_{п} \cdot \eta_{дв} \cdot \eta_i, \quad (2.27)$$

где η_K – общий КПД компрессора; $\eta_{мех}$ – механический КПД компрессора ($\eta_{мех} = 0,8 - 0,85$); $\eta_{п}$ – КПД передачи ($\eta_{п} = 0,9 - 0,95$); $\eta_{дв}$ – КПД двигателя ($\eta_{дв} = 0,9 - 0,95$); η_i – индикаторный КПД компрессора, учитывающий отличие действительного процесса от теоретического, зависит от отношения $\lambda = P_2/P_1$.

Зависимость КПД от степени повышения давления представлена в табл.

2.5.

Таблица 2.5.

Индикаторный КПД компрессора

$\lambda = P_2/P_1$	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
η_i	0,88	0,87	0,85	0,84	0,81	0,80	0,76	0,72	0,70	0,68	0,65

6. Теплота, отводимая в конденсаторе:

$$Q_1 = G_{XЛ} q_1. \quad (2.28)$$

7. Холодильный коэффициент:

$$\varepsilon = \frac{q_0}{\ell_K}, \quad (2.29)$$

где ε – холодильный коэффициент; ℓ_K – удельная работа, затрачиваемая в компрессоре, Дж/кг; q_0 – удельная холодопроизводительность, кДж/кг.

8. Выбор основного оборудования: конденсатора, испарителя и компрессора.

Выбор теплоиспользующего оборудования (конденсатора и испарителя) ведут по требуемой поверхности теплообмена.

$$F_{KОНД} = \frac{Q_1}{K_{KОНД} \cdot \Delta t_{KОНД}}, \quad (2.30)$$

где Q_1 – теплота, отводимая в конденсаторе, кВт; $K_{KОНД}$ – коэффициент теплопередачи от хладагента к охлаждающей воде, кВт/(м² К); $\Delta t_{KОНД}$ – средняя движущая сила процесса охлаждения и конденсации хладагента, К (или °С).

$$F_{\text{исп}} = \frac{Q_0}{K_{\text{исп}} \cdot \Delta t_{\text{исп}}}, \quad (2.31)$$

где Q_0 – холодопроизводительность установки, кВт; $K_{\text{исп}}$ – коэффициент теплопередачи от охлаждаемой среды (рассола) к хладагенту, кВт/(м² К); $\Delta t_{\text{исп}}$ – средняя движущая сила процесса испарения хладагента, К (или °С).

Компрессор выбирают по заданной холодопроизводительности Q_0 и мощности $N_{\text{к}}^{\text{дейст}}$.

Характеристики теплообменного оборудования (конденсаторов и испарителей) при использовании аммиака и хладонов даны в приложении 8÷9 и 10÷11, соответственно, для компрессоров характеристики представлены в таблице приложения 12.

Вопросы для самоконтроля:

1. В уравнении I закона термодинамики для какого вида процессов изменение внутренней энергии $\Delta U = 0$?
2. Дать определение термического КПД прямого цикла.
3. Может ли холодильный коэффициент быть больше 1?
4. Какие процессы на рис. 2.2.(в) соответствуют изобарным $P = \text{const}$?
5. Какая термодинамическая характеристика не изменяется в адиабатном процессе?
6. Из каких последовательных процессов составлен цикл Карно?
7. В каком цикле парокompрессионной холодильной машины удельная холодопроизводительность выше в сухом или в цикле с перегревом?
8. Какой из видов цикла парокompрессионной холодильной машины максимально приближен к циклу Карно?
9. Какие из приведенных на рис. 2.8. процессов холодильного цикла соответствуют изобарным?
10. Возможен ли изотермический процесс с реальным газом или паром?

Глава 3. Виды холодильных установок

В химической, нефтеперерабатывающей, пищевой и других отраслях промышленности широкое распространение получили процессы «умеренного охлаждения» (от +10 до $-100 \div -150$ °С). Комплекс оборудования, служащий для получения и поддержания в охлаждаемых помещениях или аппаратах температур ниже температуры окружающей среды, составляет холодильную установку. Холодильные установки подразделяются на паровые компрессионные (парокомпрессионные), воздушные, парожетторные и абсорбционные. Наибольшее распространение в технике нашли парокомпрессионные холодильные установки, мощность которых достигает 500 кВт. В этих установках в качестве хладагента используют низкокипящие жидкости: аммиак, углекислота, хлористый метил, фреоны (хладоны), т.е. реагенты, которые при нормальных условиях находятся в газообразном состоянии.

3.1. Парокомпрессионная холодильная установка

Схема парокомпрессионной холодильной установки представлена на рис.

3.1. Цикл был подробно рассмотрен в разделе 2.2.

Пары хладагента (аммиака, фреона или углекислоты) поступают из испарителя в компрессор I, сжимаются до давления конденсации ($7 \div 14$ ат). После компрессора хладагент поступает в конденсатор II, где изобарно (при постоянном давлении) охлаждается до температуры насыщения, а затем конденсируется. Отвод теплоты в конденсаторе осуществляется водой или воздухом. После конденсатора жидкий хладагент проходит через дроссельный вентиль III, в процессе дросселирования резко падает давление и температура, хладагент переходит в состояние влажного насыщенного пара с низкой степенью сухости.

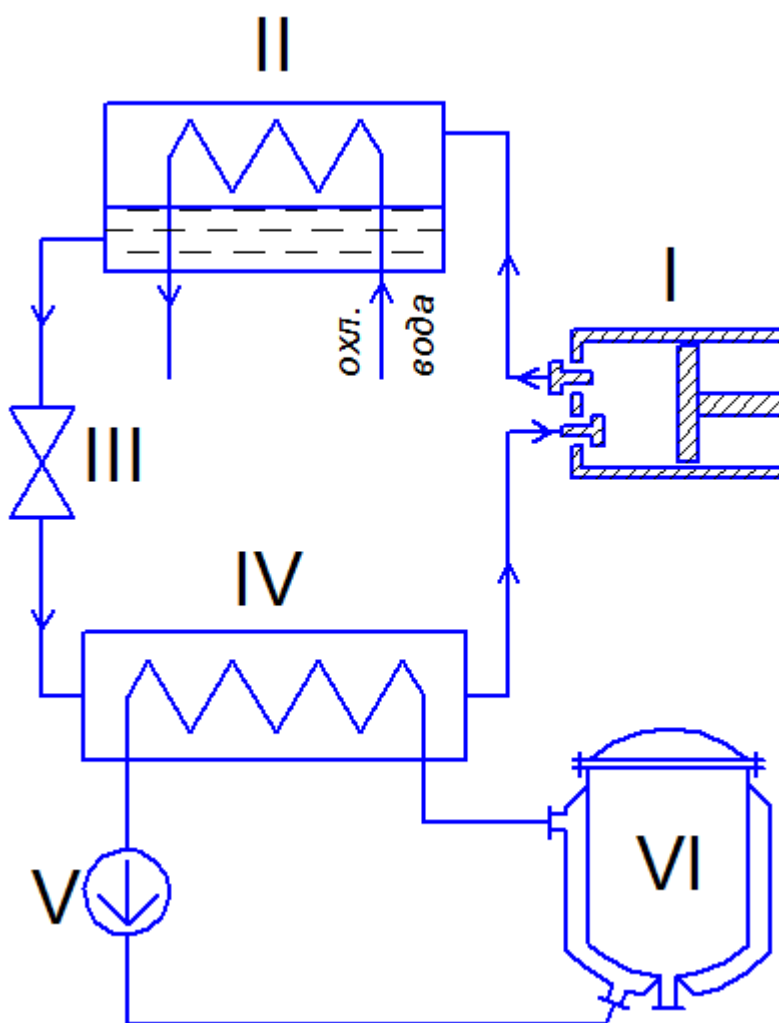


Рис.3.1. Схема парокомпрессионной холодильной установки:

I – компрессор, II – конденсатор, III – дроссель (дроссельный вентиль), IV – испаритель (холодильная камера); VI – охлаждаемое оборудование (реактор, кристаллизатор, теплообменник и т.п.); V – центробежный насос для подачи захлажденного рассола (раствора CaCl_2) к потребителю

Пары хладагента поступают в испаритель IV, где, испаряясь при постоянном давлении, отбирают теплоту от охлаждаемой среды, например рассола. Для охлаждения промышленных аппаратов VI (реакторов, кристаллизаторов и т.д.) чаще всего используется захлаженный рассол (водный раствор CaCl_2), который охлаждается аммиаком в испарителе до температуры $-10 \div -15^\circ\text{C}$ и насосом V подается на охлаждение технологического оборудования VI.

Таким образом, при осуществлении цикла удастся отвести теплоту от тела менее нагретого (рассола) к телу более нагретому – воде, поступающей в конденсатор II.

3.2. Тепловой насос

Схема теплового насоса, работающего по принципу парокомпрессионной установки, представлена на рис. 3.2.

Тепловой насос работает следующим образом. Сжатие паров хладагента происходит в компрессоре I, при этом давление повышается от $P_{\text{исп}}$ до заданного значения $P_{\text{конд}}$, при адиабатном сжатии температура рабочего тела (хладагента) повышается от $T_{\text{исп}}$ до $T_{\text{конд}}$. В конденсаторе II пар конденсируется, отдавая теплоту системе отопления. Конденсат или кипящая жидкость) подается в дроссельный вентиль III, в котором происходит дросселирование ($i = \text{const}$) – понижение давления до $P_{\text{исп}}$. При этом резко снижается температура хладагента до $T_{\text{исп}}$. Хладагент переходит в состояние влажного насыщенного пара низкого давления и температуры. Далее пары фреона поступают в испаритель IV (холодильную камеру) и нагреваются за счет теплоты, отбираемой от охлаждаемого помещения или внешней среды.

Тепловой насос отдает для отопления теплоту q_1 , равную сумме теплоты q_0 , отобранной от внешней среды и работы, затраченной на осуществление цикла ℓ_K .

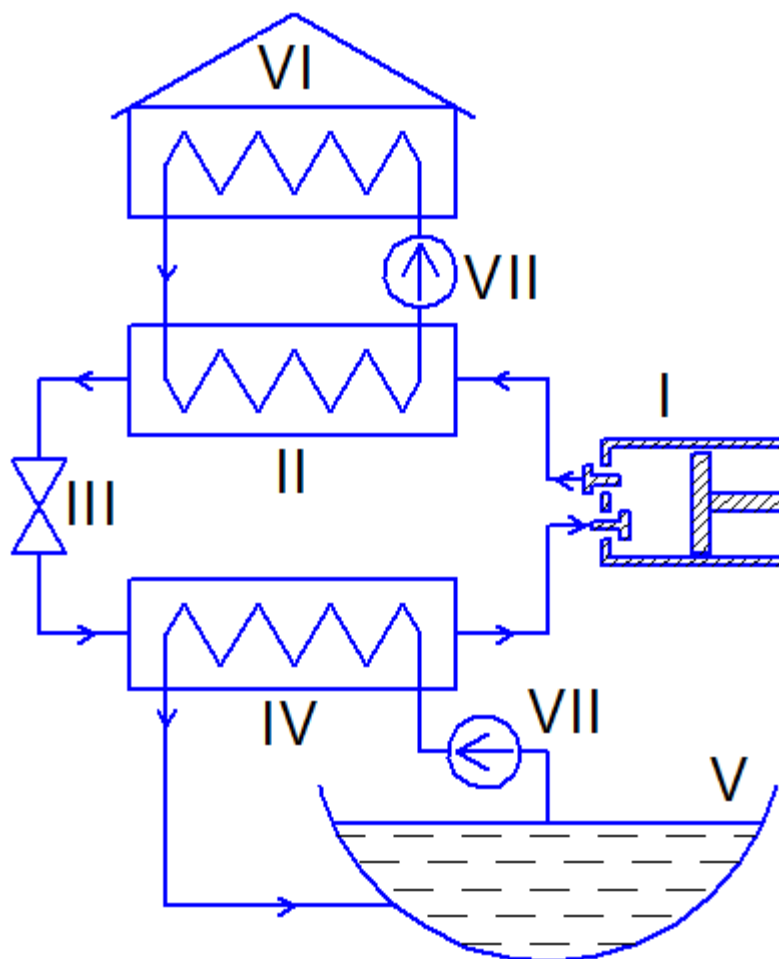


Рис. 3.2. Принципиальная схема теплового насоса для отопления здания:
 I – компрессор, II – конденсатор, III – дроссель, IV – испаритель, V – охлаждаемый объект (водоем), VI – отапливаемое помещение, VII – циркуляционные насосы для подачи воды в систему отопления и рассола в систему охлаждения

Эффективность работы насоса оценивается отопительным коэффициентом (коэффициентом преобразования) теплового насоса:

$$\zeta_{\text{ТН}} = \frac{q_1}{l_{\text{ц}}} = \frac{q_x + l_{\text{ц}}}{l_{\text{ц}}} = \frac{q_x}{l_{\text{ц}}} + 1 = \varepsilon + 1, \quad (3.1)$$

где $\zeta_{\text{ТН}}$ – отопительный коэффициент теплового насоса, ε – холодильный коэффициент. Отопительный коэффициент всегда больше 1. В реальной установке $\zeta_{\text{ТН}} \approx 4$.

3.3. Абсорбционная холодильная установка

Работа такой установки основана на способности жидких сред (например, воды) поглощать (сорбировать) газы и пары (аммиак). При выборе абсорбента (жидкого поглотителя) и абсорбтива (поглощаемого вещества) важно обеспечить наибольшую разность температур кипения данных реагентов при одинаковых давлениях. В качестве абсорбтива часто используется аммиак, получаемый в виде отходов производства, который не может использоваться в основных технологических процессах. На рис. 3.3 представлена принципиальная схема данной установки.

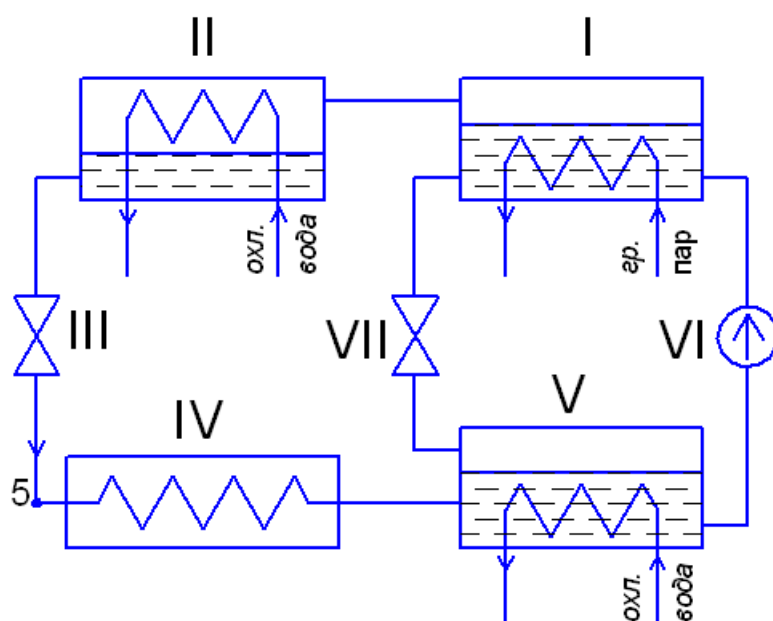


Рис. 3.3. Схема абсорбционной холодильной установки:

I – кипятильник с нагревательным элементом; II – конденсатор с охлаждающим элементом; III – дроссель (дроссельный вентиль); IV – испаритель (холодильная камера); V – абсорбер с охлаждающим элементом; VI – центробежный насос для перекачивания насыщенного водоаммиачного раствора из абсорбера в кипятильник; VII – дроссельный вентиль для перелива низкоконцентрированного водоаммиачного раствора из кипятильника в абсорбер.

Насыщенный водоаммиачный раствор нагревается в кипятильнике I водяным паром, подаваемым в нагревательный элемент. Легколетучий компонент – аммиак – испаряется. Пары аммиака ($P = 8 \div 9$ ат; $t = +20$ °C)

поступают в конденсатор II, где охлаждаются водой в элементе охлаждения и полностью конденсируются. Аммиак в виде кипящей жидкости ($P = 8 \div 9$ ат; $t = +20$ °С; $X = 0$) проходит через дроссельный вентиль III. При дросселировании резко падает давление и температура аммиака, он переходит в состояние влажного насыщенного пара ($P = 2 \div 3$ ат; $t = -10 \div -20$ °С; $X = 0,22$).

Далее пар поступает в испаритель IV, отбирает теплоту от охлаждаемой среды, испаряется, переходит в состояние сухого насыщенного пара ($P = 2 \div 3$ ат; $t = -10 \div -20$ °С; $X = 1$).

Из испарителя пары аммиака подаются в абсорбер V, оборудованный охладительным элементом для отвода выделяющейся теплоты растворения. Аммиак поглощается водой, образуя насыщенную водоаммиачную смесь, которая перекачивается насосом VI в кипятильник I.

Отработанный водоаммиачный раствор (после испарения аммиака) через дроссель VII сливается в абсорбер V.

Холодильный коэффициент данной установки показывает отношение полученного в испарителе IV «холода» (q_0 – удельной холодопроизводительности) к теплоте, отдаваемой при конденсации (q_1) в конденсаторе II:

$$\varepsilon = \frac{q_0}{q_1}, \quad (3.2)$$

где ε – холодильный коэффициент; q_0 – удельная холодопроизводительность, кДж/кг; q_1 – удельная теплота, отводимая от хладагента в конденсаторе, кДж/кг.

3.4. Пароэжекторная холодильная установка

Цикл данной установки осуществляется в области влажного насыщенного пара. Роль компрессора (машины для сжатия газов и паров) выполняет паровой эжектор, схема которого представлена на рис. 3.4.

Эжектор – это вид струйного компрессора, т.е. устройство для сжатия и перемещения газов, паров и жидкостей. Принцип действия основан на передаче энергии одной среды (рабочей), движущейся с высокой скоростью другой (перекачиваемой) среде.

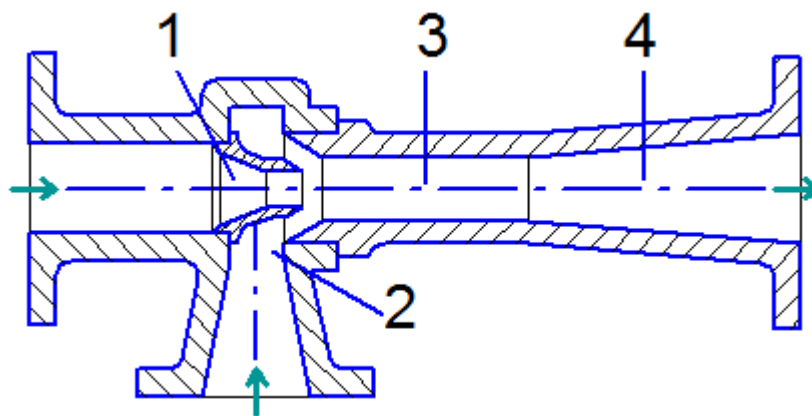


Рис. 3.4. Схема парового эжектора:

1 – сопло, 2 – камера всасывания, 3 – камера смешения, 4 – диффузор

Рабочая среда ускоряется в сопле 1, давление пара на выходе из сопла резко снижается и во всасывающей камере 2 создается разрежение, происходит всасывание перекачиваемой жидкости. Оба потока рабочей и перекачиваемой сред смешиваются в камере смешения 3 и поступают в диффузор 4 (расширяющийся канал), где происходит снижение скорости, т.е. кинетическая энергия струи переходит в потенциальную энергию и, следовательно, увеличивается давление на выходе из канала.

Использование парового эжектора вместо компрессора обусловлено тем, что при получении не слишком низких температур от $+5$ до $+10$ °C может быть использован отработанный водяной пар.

Схема пароэжекторной холодильной установки представлена на рис. 3.5. Цикл холодильной машины в T-s- диаграмме показан на рис. 3.6.

Водяной пар, полученный в кипятильнике I, поступает как рабочая среда в сопло парового эжектора II, в камеру всасывания которого через нижний штуцер поступает сухой насыщенный водяной пар (хладагент или перекачиваемая среда). Оба потока смешиваются, проходя через камеру всасывания и диффузор эжектора II, давление повышается, и поток направляется в конденсатор III. Отдавая теплоту охлаждающей воде, водяной пар конденсируется до состояния кипящей жидкости.

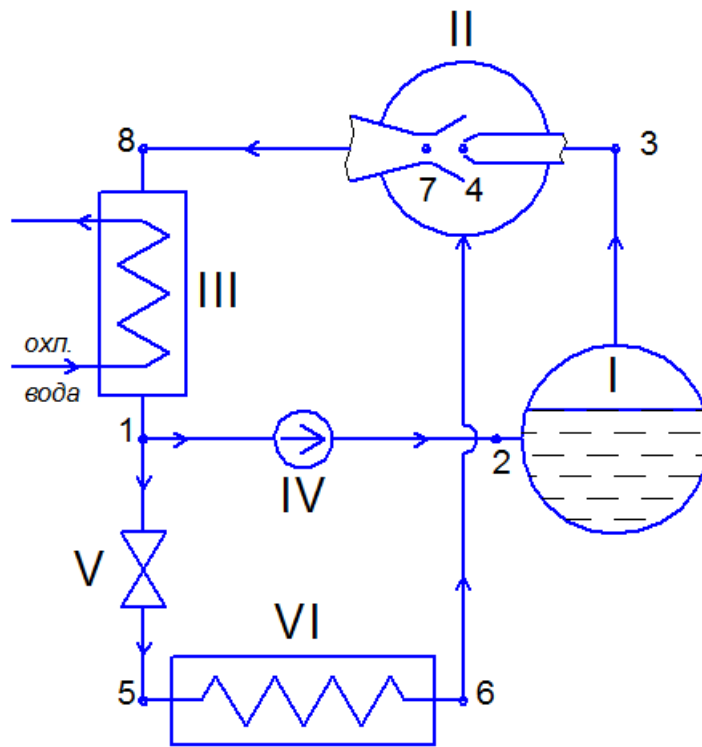


Рис. 3.5. Схема парэжекторной холодильной установки:

I – кипятильник, II – паровой эжектор, III – конденсатор, IV – центробежный насос, V – дроссель, VI – испаритель

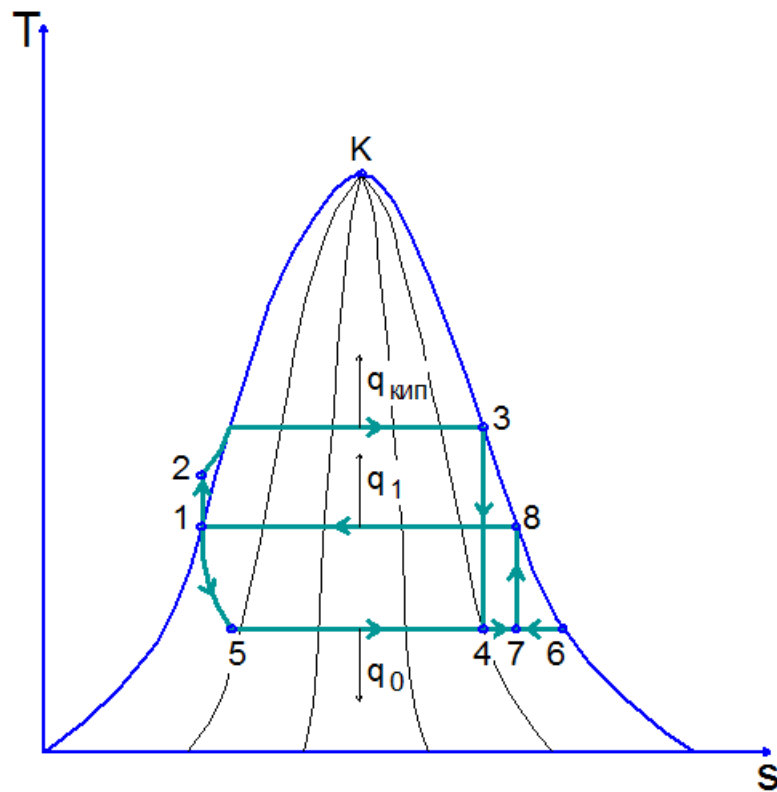


Рис. 3.6. Холодильный цикл парокомпрессионной машины в T-s- диаграмме

Поток делится на два, один из которых перекачивается центробежным насосом IV в кипятильник I, а другой, пройдя через редукционный вентиль (дроссель) V, поступает в испаритель VI (холодильную камеру). Отбирая теплоту от охлаждаемой среды, пар переходит в состояние сухого насыщенного и поступает во всасывающую камеру эжектора II.

Термодинамические процессы, составляющие данный цикл:

1 - 2 – перекачивание воды из конденсатора в котел, процесс не является термодинамическим, т.к. не изменяет параметров воды, увеличивая только давление (в диаграмме процесс изображается условно);

2 - 3 – изобарный нагрев в кипятильнике, подводимая теплота $q_{\text{кип}}$;

3 - 4 – адиабатное расширение в сопле, переход пара из состояния сухого насыщенного т. 3 во влажный насыщенный низкого давления т. 4;

1 - 5 – дросселирование (изоэнтальпийное расширение) конденсата водяного пара в редукционном вентиле (дросселе);

5 - 6 – изобарный нагрев водяного пара в испарителе за счет теплоты, отводимой от охлаждаемой среды q_0 .

При смешении потоков с параметрами т. 4 и т.6 получается влажный пар с параметрами т. 7.

7 - 8 – повышение давления пара в диффузоре парового эжектора;

8 - 1 – изобарное охлаждение в конденсаторе за счет отвода теплоты охлаждающей воде, q_1 .

Эффективность данной установки определяется коэффициентом теплоиспользования, который показывает, какое количество «холода» получено на единицу затраченной теплоты:

$$\xi = \frac{q_0}{q_{\text{кип}}}, \quad (3.3)$$

где ξ – коэффициент теплоиспользования; q_0 – удельная холодопроизводительность, кДж/кг; $q_{\text{кип}}$ – теплота, затраченная в кипятильнике, кДж/кг.

Для установок такого типа характерны следующие параметры хладагента:

давление и температура в кипятильнике:

$$P_2 = P_3 = 3 \div 10 \text{ ат};$$

$$t_3 = +30 \div +40 \text{ }^\circ\text{C};$$

давление и температура в конденсаторе:

$$P_1 = P_8 = 0,04 \div 0,07 \text{ ат};$$

$$t_1 = t_8 = +30 \div +40 \text{ }^\circ\text{C};$$

давление и температура в испарителе:

$$P_5 = P_6 = 0,007 \div 0,012 \text{ ат};$$

$$t_4 = t_6 = t_7 = +5 \div +10 \text{ }^\circ\text{C}.$$

Несмотря на несовершенство по сравнению с парокомпрессионной холодильной машиной, данный тип установки нашел свое применение, т.к. дает возможность использования дешевого и нетоксичного водяного пара в качестве рабочей среды и хладагента одновременно.

Пароэжекторную установку отличает высокая надежность из-за отсутствия движущихся деталей.

3.5. Глубокое охлаждение. Цикл Линде

Глубокое охлаждение – это охлаждение ниже температуры $t = -100 \text{ }^\circ\text{C}$. Техника глубокого охлаждения применяется для разделения газовых смесей и получения сжиженных газов. Наряду с получением жидкого кислорода (O_2), азота (N_2) методом глубокого охлаждения выделяют редкие газы из воздуха: аргон, гелий, неон, криптон и др.

В технике глубокого охлаждения применяют 2 основных метода:

- расширение газов в детандере при затратах внешней работы (работы на расширение $\ell_{\text{дет}}$);
- расширение без затрат работы – охлаждение вследствие дросселирования с использованием эффекта Джоуля – Томсона.

Цикл Линде основан на положительном эффекте Джоуля – Томсона – снижении температуры газа или пара при дросселировании.

Схема установки для получения сжиженного воздуха показана на рис. 3.7. При получении сжиженных газов необходимо знать параметры критической точки, т.к. выше температуры $T_{кр}$ вещество находится только в газообразном состоянии. Параметры критической точки для воздуха: $P_{кр} = 37,66$ ат; $t_{кр} = -140,6$ °С ($T_{кр} = 132,4$ К).

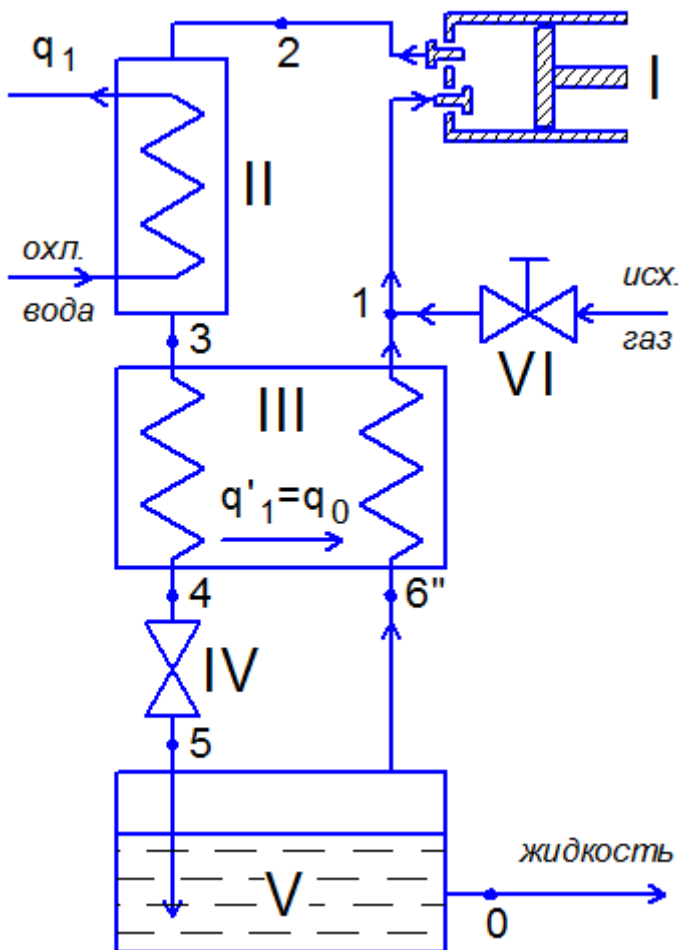


Рис. 3.7. Схема установки получения сжиженных газов:
 I – компрессор,
 II – теплообменник для охлаждения сжатого воздуха,
 III – противоточный теплообменник,
 IV – дроссель,
 V – сборник сжиженного газа,
 VI – питательный вентиль

Воздух из атмосферы ($P_0 = 1$ ат, $t_0 = 20$ °С) всасывается компрессором I, сжимается до давления $P_{конд} = 180 \div 220$ ат, охлаждается в теплообменнике II до первоначальной температуры (t_0) и подается на дальнейшее охлаждение до температуры ниже критической ($t_{кр} = -140,6$ °С) в противоточный теплообменник III. При прохождении через дроссель IV и резком снижении давления до P_0 , воздух переходит в состояние влажного насыщенного пара с низкой температурой. Влажный насыщенный пар – это бинарная система, состоящая из газовой фракции и частично сжиженного газа. Жидкая фракция накапливается в аппарате для хранения сжиженного газа V, а паровая фаза

поднимается в противоточный теплообменник III в качестве охлаждающего агента для нисходящего потока газа перед дросселем. Через вентиль VI подается требуемое количество воздуха. Цикл возобновляется.

Цикл данной установки представлен на рис. 3.8.

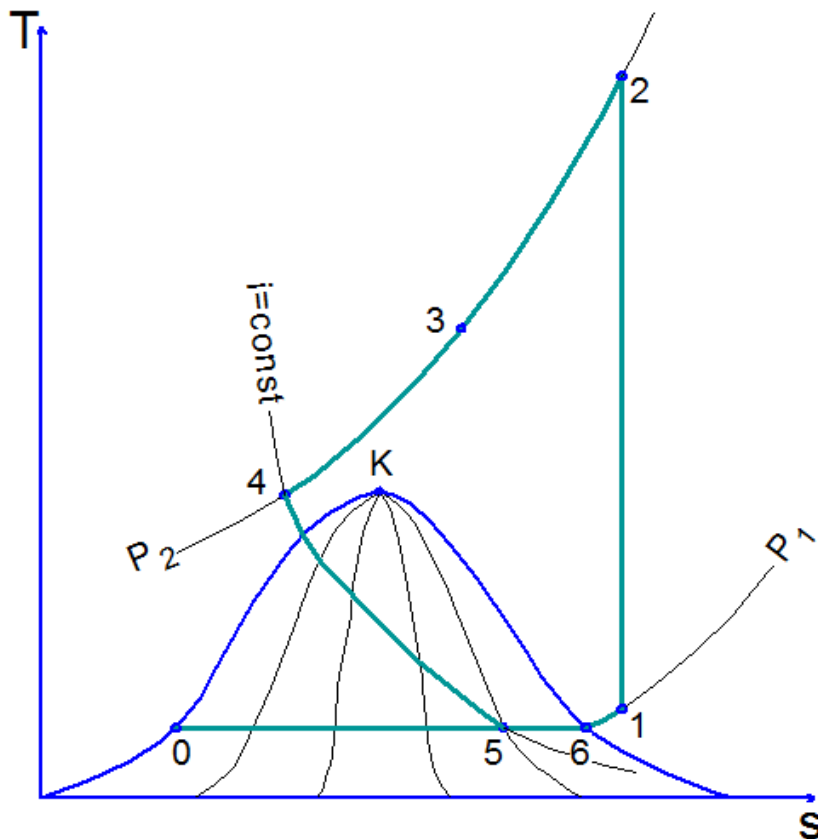


Рис. 3.8. Цикл Линде в T-s- диаграмме

Термодинамические процессы, составляющие цикл Линде:

1 - 2 – адиабатное сжатие воздуха в компрессоре, на сжатие газа затрачивается работа ℓ_K ;

2 - 3 – изобарное охлаждение в теплообменнике, отводится теплота q_1' , чаще всего эта теплота отводится в самом компрессоре, снабженном охлаждающим элементом;

3 - 4 – изобарное охлаждение газа до состояния близкого к кипению при данном давлении в противоточном теплообменнике восходящим потоком несжиженного газа, отводится теплота q_1'' ;

4 - 5 – дросселирование (изоэнтальпийное расширение), приводит к образованию влажного насыщенного пара низкого давления со степенью сухости $X = 0,94 \div 0,95$;

5 - 6 - 1 – изобарный нагрев за счет подвода теплоты $q_0 = q_1''$ от нисходящего газового потока в противоточном теплообменнике.

В T-s- диаграмме отрезок 5 - 0 – пропорционален доле сжиженного газа, а отрезок 5 - 6 – доле несжиженного газа. Следовательно, за один цикл 5 ÷ 6 % от всей массы циркулирующего воздуха переходит в сжиженное состояние.

Вопросы для самоконтроля:

1. В каком диапазоне температур проходят процессы «умеренного охлаждения»?
2. Какой вид массообменного процесса положен в основу работы абсорбционной холодильной установки?
3. Какой реагент используется в качестве рабочего тела в абсорбционной холодильной машине?
4. Какой вид термодинамического процесса проходит в испарителе холодильной машины?
5. Какой величиной характеризуется эффективность работы парэжекторной холодильной установки?
6. Какой эффект с реальными газами и парами принято называть «положительным дроссельным эффектом»?
7. В каком аппарате происходит сжатие газа?
8. Почему водород H_2 не может быть использован в качестве холодильного агента в парокомпрессионных машинах?
9. Какому виду термодинамического процесса соответствует линия 4 – 5 на рис. 3.8.
10. Кондиционер работает по прямому или обратному циклу?
11. Почему конденсатор кондиционера находится на наружной стене помещения?

Глава 4. Примеры решения задач

Задача 1. С помощью термодинамических таблиц (аналитическим методом) и *i-s*- диаграммы (графическим методом) определить параметры влажного насыщенного пара (т. А) при $P = 1,5$ МПа и $X = 0,95$.

Решение

1. Аналитический метод

Из таблицы 2 приложения при $P = 1,5$ МПа = $1,5 \cdot 10^6$ Па определяем температуру кипения при заданном давлении $t_H = 196,12$ °С, параметры кипящей жидкости: $v' = 0,0011521$ м³/кг; $i' = 840,6$ кДж/кг; $s' = 2,2930$ кДж/кг; сухого насыщенного водяного пара $v'' = 0,14692$ м³/кг; $i'' = 2787,2$ кДж/кг; $s'' = 6,4610$ кДж/кг и скрытую теплоту парообразования $r = 1951,6$ кДж/кг.

По уравнениям (1.9 - 1.11) рассчитываем параметры влажного насыщенного пара, где x – степень сухости пара (мас. доли):

$$v_x = v'(1 - x) + v'' \cdot x = 0,001152(1 - 0,95) + 0,14692 \cdot 0,95 = 0,1396 \text{ м}^3/\text{кг};$$

$$i_x = i' + x \cdot r = i'(1 - x) + i'' \cdot x = 840,6 + 0,95 \cdot 1951,6 = 2694,62 \text{ кДж/кг};$$

$$s_x = s' + x \cdot r/T_H = s'(1 - x) + s'' \cdot x = 2,2930 + 0,95 \cdot 1951,6/(196,12 + 273,15) = 6,24 \text{ кДж/(кгК)};$$

$$u_x = i_x - P \cdot v_x = 2694,62 - 1,5 \cdot 10^6 \cdot 0,1396 \cdot 10^{-3} = 2485,22 \text{ кДж/кг}.$$

2. Графический метод

Используя *i-s*- диаграмму водяного пара, находим параметры пара (приложение 4):

$$t_H = 196 \text{ °С}; v_x = 0,14 \text{ м}^3/\text{кг}; i_x = 2700 \text{ кДж/кг}; s_x = 6,25 \text{ кДж/(кг К)};$$

$$u_x = i_x - P \cdot v_x = 2700 - 1,5 \cdot 10^6 \cdot 0,14 \cdot 10^{-3} = 2490,6 \text{ кДж/кг}.$$

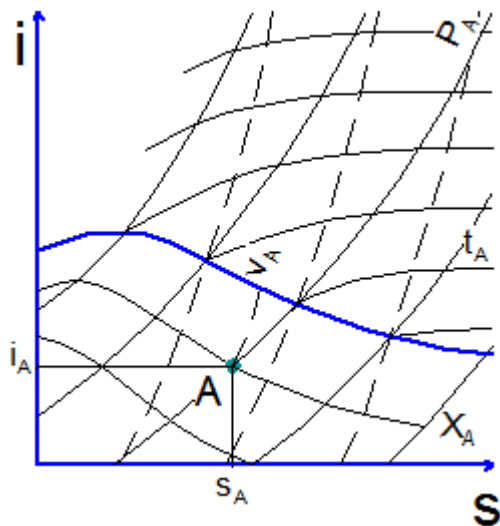


Рис. 4.1. К задаче 1: определение параметров точки на i-s- диаграмме водяного пара

Как следует из полученных результатов, совпадение значений вполне удовлетворительное.

Задача 2

Используя термодинамические таблицы, определить состояние водяного пара, если известно:

- 1) $P_1 = 10^6 \text{ Н/м}^2$; $v_1 = 0,17 \text{ м}^3/\text{кг}$.
- 2) $P_2 = 12 \cdot 10^5 \text{ Н/м}^2$; $t_2 = 200^\circ\text{С}$.

Решение

1. При P_1 объем сухого насыщенного пара $v'' = 0,1943 \text{ м}^3/\text{кг}$, а объем жидкости при кипении $v' = 0,0011274 \text{ м}^3/\text{кг}$. Поэтому пар с объемом $v_1 = 0,17 \text{ м}^3/\text{кг}$ будет влажным со степенью сухости:

$$X = \frac{v_1 - v'}{v'' - v'} = \frac{0,17 - 0,0011274}{0,1943 - 0,0011274} = 0,874.$$

2. При P_2 температура насыщенного пара равна $t_H = 187,95^\circ\text{С}$. Так как $t_2 > t_H$, то пар будет перегретым.

Задача 3

Определить количество теплоты, необходимое на нагрев питательной воды в котле и перегрев пара в пароперегревателе (процесс нагрева считать

изобарным $P = \text{const}$), температуру пара на выходе из котла, степень перегрева пара при заданных условиях:

- давление в котле и пароперегревателе $P = 0,5 \text{ МПа}$;
- температура питательной воды $t_{\text{ПВ}} = t_1 = 60 \text{ }^\circ\text{C}$;
- температура перегретого пара $t_{\text{ПП}} = t_3 = 300 \text{ }^\circ\text{C}$;
- степень сухости пара после котла (перед пароперегревателем) $X_2 = 1$;
- массовый расход воды и пара $G = 0,5 \text{ кг/с}$.

При решении задачи использовать таблицу свойств воды и водяного пара (приложение 2).

Решение

Количество подведенной в системе теплоты определяется из уравнения теплового баланса. Для этого вводим обозначения:

- т. 1 – состояние питательной воды, подаваемой в котел;
- т. 2 – состояние сухого насыщенного пара после котла (перед пароперегревателем);
- т. 3 – перегретый пар после пароперегревателя.

Состояние воды и водяного пара описываются соответственно параметрами P_1 , t_1 и т.д.

Процесс нагрева воды в котле и пароперегревателе схематично изобразим на i - s - диаграмме:

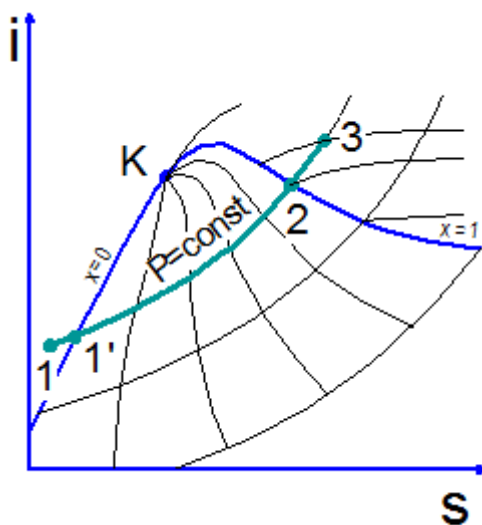


Рис. 4.2. К задаче 3: изобарный процесс нагрева в котле и пароперегревателе на i - s - диаграмме водяного пара

Суммарный нагрев складывается из последовательных процессов:

1 - 1' – нагрев воды от $t_{\text{III}} = t_1 = 60 \text{ }^\circ\text{C}$ до температуры кипения (насыщения) при заданном давлении $P_1 = 0,5 \text{ МПа}$ (без изменения агрегатного состояния);

1' - 2 – процесс испарения воды, т.е. перехода кипящей жидкости в сухой насыщенный пар (испарение идет при постоянной температуре, равной температуре кипения при заданном давлении);

2 - 3 – перегрев пара.

1. Уравнение теплового баланса для суммарного процесса нагрева:

$$Q = G \cdot [c_B (t_{\text{кип}} - t_1) + r + c_{\text{III}} \cdot (t_{\text{III}} - t_{\text{кип}})],$$

где G – массовый расход воды и пара, кг/с; t_1 – начальная температура питательной воды, $^\circ\text{C}$; $t_{\text{кип}}$ – температура кипения воды при заданном давлении (температура насыщения), $^\circ\text{C}$; c_B – теплоемкость воды (жидкости), кДж/(кг К); r – скрытая теплота парообразования воды при заданном давлении, кДж/(кг К); c_{III} – теплоемкость водяного пара (газа), кДж/(кг К); t_{III} – температура перегретого пара, $^\circ\text{C}$.

2. По таблицам воды и водяного пара (приложение 1) определяем температуру кипения воды и скрытую теплоту парообразования при давлении $P_1 = 0,5 \text{ МПа} = 5 \cdot 10^5 \text{ Па}$.

- $t_{\text{кип}} = 151,84 \text{ }^\circ\text{C}$;
- $r = 2109 \text{ кДж/(кг К)}$.

3. Теплоемкости воды в жидком и парообразном состоянии:

$$c_B = 4,19 \text{ кДж/(кг К)}; \quad c_{\text{III}} = 1,9 \text{ кДж/(кг К)}.$$

4. Решая уравнение теплового баланса, определяем количество теплоты на нагрев воды:

$$\begin{aligned} Q &= G \cdot [c_B (t_{\text{кип}} - t_1) + r + c_{\text{III}} \cdot (t_{\text{III}} - t_{\text{кип}})] = \\ &= 0,5 \cdot [4,19 \cdot (151,84 - 60) + 2109 + 1,9 \cdot (300 - 151,84)] = \\ &= 1387,66 \text{ кДж / с} = 1387,66 \text{ кВт}. \end{aligned}$$

Степень перегрева пара:

$$\Delta t_{\text{III}} = t_{\text{III}} - t_{\text{кип}} = 300 - 151,84 = 148,16 \text{ }^\circ\text{C}.$$

б. Температура пара на выходе из котла равна температуре кипения воды при заданном давлении:

$$t_2 = t_{\text{кип}} = 151,84 \text{ } ^\circ\text{C}.$$

Задача 4

Влажный насыщенный водяной пар с давлением $P_1 = 1$ МПа и степенью сухости $X_1 = 0,9$ изотермически расширяется до давления $P_2 = 0,1$ МПа, а затем путем изобарного охлаждения превращается в сухой насыщенный. Изобразить процессы изменения состояния водяного пара на i - s - диаграмме. Определить состояние пара в конце расширения. Для данного сложного процесса найти изменение внутренней энергии, работу и теплоту.

Решение

1. Изобразим процессы на i - s - диаграмме (рис. 4.3).

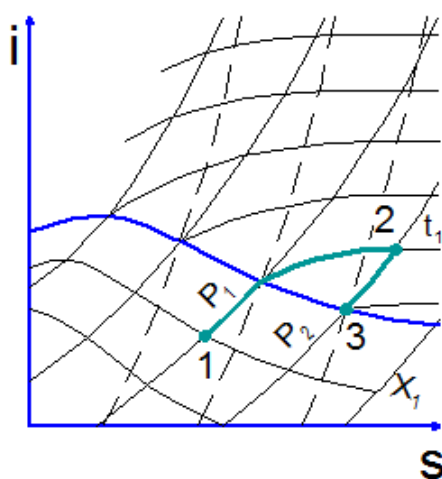


Рис. 4.3. К задаче 4: процессы изотермического расширения и изобарного охлаждения в i - s - диаграмме водяного пара:
1 - 2 – изотермическое расширение пара; 2 - 3 – изобарное охлаждение

Точку 1 строим по известному давлению $P_1 = 1$ МПа = 10 бар и степени сухости $X_1 = 0,9$. Процесс изотермического расширения в области влажного насыщенного пара (1 - 1'') совпадает с изобарой, т.к. процесс испарения (изменения агрегатного состояния) идет при постоянной температуре, при условии постоянства давления. Дальнейший процесс расширения идет по изотерме 1''- 2 до пересечения с изобарой с численным значением давления $P_2 = 1$ МПа = 10 бар.

Из точки 2 строим изобарный процесс охлаждения 2 - 3 до пересечения с линией сухого насыщенного пара ($X = 1$).

2. Из i - s - диаграммы определяем параметры характеристических точек:

Точка	Параметры и термодинамические характеристики					
	Давление, Р, МПа	Температура, t, °С (Т, К)	Удельный объем, v, м ³ /кг	Степень сухости, X	Удельная энтальпия, i, кДж/кг	Удельная энтропия, s, кДж/(кг К)
1	1,0	180 (453,15)	0,16	0,9	2570	6,13
2	0,1	180 (453,15)	2,2	-	2850	7,75
3	0,1	100 (371,15)	1,8	1	2690	7,35

3. В конце расширения (т.2) пар перегретый.

Степень перегрева:

$$\Delta t_{\text{III}} = t_{\text{III}} - t_{\text{кип}} = 180 - 100 = 80 \text{ } ^\circ\text{C}.$$

4. Определим, используя формулы, представленные в таблице приложения 5, изменение внутренней энергии, теплоту и работу в процессе 1 – 2 и 2 – 3. Давление в уравнения подставляем в кПа, температуру в К.

$$\Delta u_{1-2} = u_2 - u_1 = (i_2 - P_2 v_2) - (i_1 - P_1 v_1) = (2850 - 100 \cdot 2,2) - (2570 - 1000 \cdot 0,16) = 220 \text{ кДж/кг}.$$

$$\Delta u_{2-3} = u_3 - u_2 = (i_3 - P_3 v_3) - (i_2 - P_2 v_2) = (2690 - 100 \cdot 1,8) - (2850 - 100 \cdot 2,2) = -120 \text{ кДж/кг}.$$

Знак минус показывает, что внутренняя энергия рабочего тела уменьшается.

$$q_{1-2} = T_1 \cdot (s_2 - s_1) = 453,15 \cdot (7,75 - 6,13) = 734,1 \text{ кДж/кг}$$

$$q_{2-3} = i_3 - i_2 = 2690 - 2850 = -160 \text{ кДж/кг}.$$

Знак минус показывает, что теплота отводится от рабочего тела (охлаждение пара).

$$\ell_{1-2} = q_{1-2} - \Delta u_{1-2} = 734,1 - 220 = 514,1 \text{ кДж/кг}.$$

Работа расширения положительна.

$$\ell_{2-3} = q_{2-3} - \Delta u_{2-3} = -160 + 120 = -40 \text{ кДж/кг}.$$

Работа сжатия вследствие охлаждения пара отрицательна.

Задача 5

1 кг водяного пара с давлением $P_1 = 100$ бар и $t_1 = 530$ °С дросселируется в вентиле до давления $P_2 = 80$ бар, а затем адиабатно расширяется в паровой турбине до давления $P_3 = 0,05$ бар. Определить значения термодинамических параметров пара в начальном т.1, конечном т.3 состоянии и после дросселирования т.2. Найти изменение энтальпии при расширении в турбине.

Решение

1. По i - s - диаграмме определяем:

- начальные параметры т.1: $i_1 = 3452$ кДж/кг; $s_1 = 6,72$ кДж/кг; $v_1 = 0,035$ м³/кг;
- параметры пара после дросселирования т.2: $i_2 = 3452$ кДж/кг; $s_2 = 6,82$ кДж/(кг·К); $v_2 = 0,045$ м³/кг; $t_2 = 520$ °С;
- параметры пара т.3 после адиабатного расширения в процессе 2 - 3: $i_3 = 2080$ кДж/кг; $s_3 = 6,82$ кДж/(кг·К); $v_3 = 22$ м³/кг; $t_3 = 35$ °С.

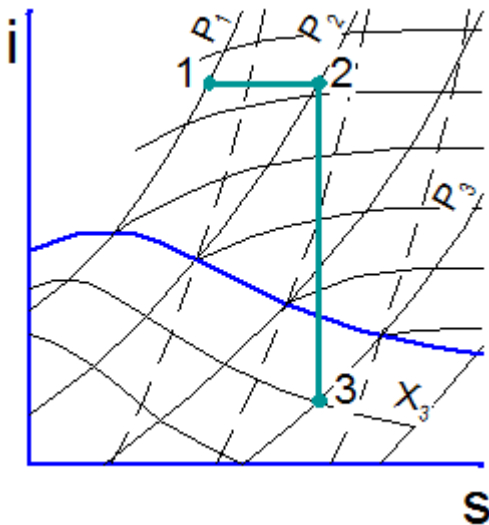


Рис. 4.5. К задаче 5: процессы 1 - 2 – дросселирование; 2 - 3 – адиабатное расширение

2. Определим изменение энтальпии при расширении пара в турбине:

$$\Delta i = \Delta i_{1-3} = i_2 - i_3 = 3452 - 2080 = 1372 \text{ кДж/кг.}$$

Задача 6

Построить в T - s - диаграмме аммиака процесс изобарного охлаждения и конденсации при давлении $P = 4$ ат от температуры 75 °С до полной

конденсации. Определить энтальпию и температуру хладагента в точках 1 – п.п.; 2 – с.н.п.; 3 – вл.н.п. $x = 0,8$; 4 – кип.ж. (конденсата).

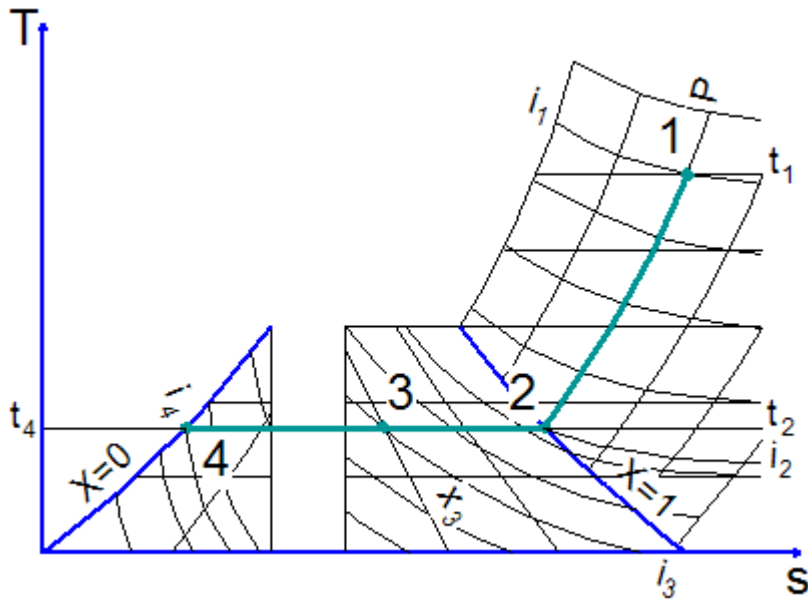


Рис. 4.6. К задаче 6:
1 - 2- 3 - 4 – процесс
изобарного охлаждения

Решение

1. На T-s- диаграмме находим т.1 по известным параметрам:

$$т.1: t_1 = t_{\text{III}} = 75 \text{ } ^\circ\text{C}; P_1 = 4 \text{ ат.}$$

2. Строим процесс изобарного охлаждения от т.1 до т.4, соответствующей состоянию кипящей жидкости.

3. Определяем энтальпии в характеристических точках:

$$т.1 \ i_1 = 443,5 \text{ ккал/кг} = 443,5 \cdot 4,19 = 1858,27 \text{ кДж/кг};$$

т.2 находится на линии сухого насыщенного пара

$$i_2 = 401,0 \text{ ккал/кг} = 401,0 \cdot 4,19 = 1717,9 \text{ кДж/кг};$$

$$t_2 = t_{\text{кип}} = -2 \text{ } ^\circ\text{C} \text{ при давлении } P_1 = P_2 = 4 \text{ ат.}$$

т.3 находится на пересечении данной изобары и степени сухости $x = 0,8$.

Изобара в области влажного насыщенного пара совпадает с изотермой, т.е. имеет горизонтальное направление

$$i_3 = 340,0 \text{ ккал/кг} = 340,0 \cdot 4,19 = 1424,6 \text{ кДж/кг};$$

$$t_3 = t_{\text{кип}} = -2 \text{ } ^\circ\text{C};$$

т.4 находится на линии кипящей жидкости ($x = 0$) $i_4 = 97,0 \text{ ккал/кг} = 97,0 \cdot 4,19 = 406,4 \text{ кДж/кг};$

$$t_3 = t_{\text{кип}} = -2 \text{ } ^\circ\text{C}.$$

Задача 7

Холодильная аммиачная установка работает по сухому циклу. Она должна обеспечивать холодильную мощность $Q_0 = 300$ кВт. Построить цикл в T-s-диаграмме, определить параметры характеристических точек, рассчитать удельную холодопроизводительность, секундный расход хладагента, мощность компрессора, теплоту, отводимую в конденсаторе и холодильный коэффициент. Температура в испарителе $t_{\text{исп}} = -15$ °С, температура в конденсаторе $t_{\text{конд}} = +15$ °С.

Решение

1. Строим цикл в T-s- диаграмме по известным температурам в испарителе $t_{\text{исп}} = -15$ °С и конденсаторе $t_{\text{конд}} = +15$ °С. Отмечаем эти температуры на левой температурной шкале (ординате). Проводим горизонтальные линии (изотермы) до пересечения с линией кипящей жидкости и сухого насыщенного пара $x = 1$. Из точек пересечения обозначаем линии, соответствующие изобарам (идут круто вверх) – это соответственно линии давления в испарителе $P_{\text{исп}} = 2,4$ ат и конденсаторе $P_{\text{конд}} = 7,4$ ат.

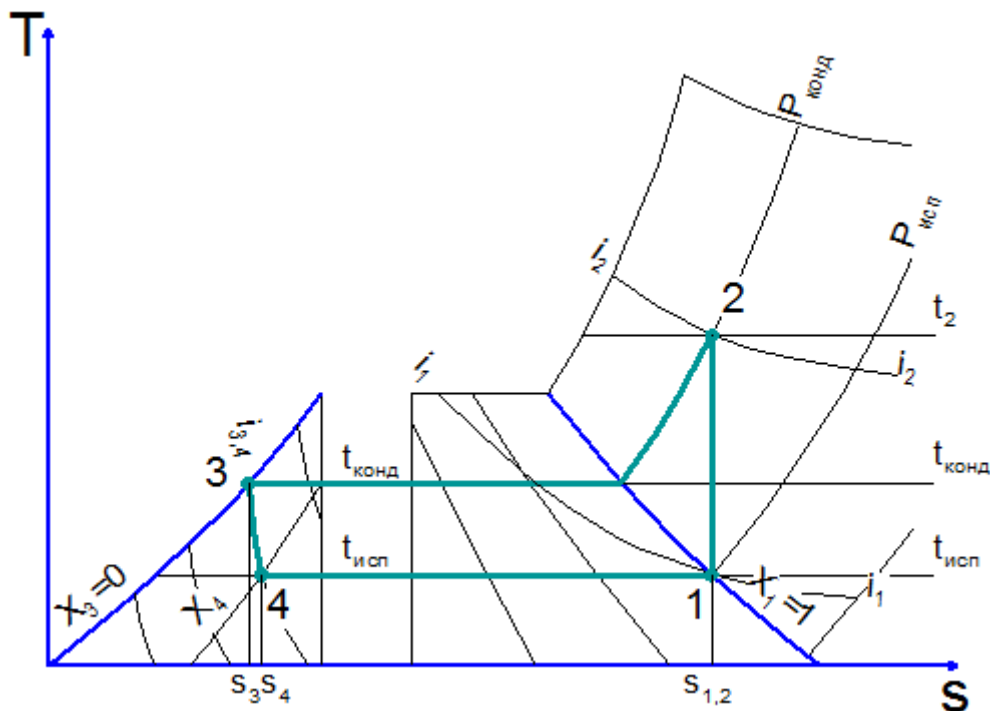


Рис. 4.7. К задаче 7. Цикл парокомпрессионной холодильной установки:

1 - 2 – адиабатное сжатие в компрессоре; 2 - 3 – изобарное охлаждение в конденсаторе; 3 - 4 – дросселирование (изоэнтальпийное расширение) в дроссельном вентиле; 4 - 1 – изобарный нагрев в испарителе за счет отвода теплоты от охлаждаемой среды.

2. Точка пересечения $t_{\text{конд}} = +15 \text{ }^\circ\text{C}$ (верхняя изотерма) и линии кипящей жидкости дает т. 3, соответствующую состоянию аммиака на выходе из конденсатора.

3. Точка пересечения $t_{\text{исп}} = -15 \text{ }^\circ\text{C}$ (нижняя изотерма) и линии сухого насыщенного пара дает т. 1, соответствующую состоянию аммиака после испарителя перед подачей в компрессор.

4. Из т.1 восстанавливаем перпендикуляр до пересечения с изобарой $P_{\text{конд}} = 7,4 \text{ ат}$, точка пересечения т.2 соответствует состоянию газа после сжатия в компрессоре.

5. Соединяем т.2 и т.3 линией постоянного давления (изобарой, которая в области влажного пара совпадает с изотермой).

6. Из т.3 проводим изоэнтальпу (линию постоянной энтальпии) до пересечения с изотермой $t_{\text{исп}} = -15 \text{ }^\circ\text{C}$, получаем т.4, соответствующую состоянию аммиака перед испарителем (после дросселя).

7. Определяем параметры и энтальпии точек и сносим их в таблицу.

Точка	Давление, Р ат	Температура, $t^\circ\text{C}$	Удельная энтальпия, i , ккал/кг	Удельная энтальпия, i , кДж/кг
1	7,4	- 15	397,5	1665,5
2	7,4	62	434,5	1820,6
3	2,4	15	117,0	490,2
4	2,4	- 15	117,0	490,2

8. Определяем удельную холодопроизводительность, удельную работу, затраченную на сжатие и удельную теплоту, отводимую в конденсаторе:

$$q_0 = i_1 - i_4 = 1665,5 - 490,2 = 1175,3 \text{ кДж / кг};$$

$$\ell_{\text{к}} = i_2 - i_1 = 1820,6 - 1665,5 = 155,1 \text{ кДж / кг};$$

$$q_1 = i_2 - i_3 = 1820,6 - 490,2 = 1330,4 \text{ кДж / кг}.$$

9. Определим расход хладагента:

$$G_{\text{хл}} = \frac{Q_0}{q_0} = \frac{300}{1175,3} = 0,26 \text{ кг / с}.$$

10. Мощность компрессора и теплота, отводимая в конденсаторе:

$$N_{\text{к}} = \ell_{\text{к}} \cdot G_{\text{хл}} = 155,1 \cdot 0,26 = 40,33 \text{ кДж / с} = 40,33 \text{ кВт};$$

$$Q_1 = q_1 \cdot G_{\text{хл}} = 1330,4 \cdot 0,26 = 345,9 \text{ кДж / с} = 345,9 \text{ кВт}.$$

11. Холодильный коэффициент:

$$\varepsilon = \frac{q_0}{\ell_k} = \frac{1175,3}{155,1} = 7,58.$$

Результаты расчетов записываем в виде ответа.

Глава 5. Задачи для самостоятельного решения

Задача 1. С помощью термодинамических таблиц (аналитическим методом) и *i-s*- диаграммы (графическим методом) определить параметры и термодинамические характеристики (энтальпию и энтропию) водяного пара. Исходные данные представлены в табл. 1.

Таблица 1

Номер варианта	P, бар	t, °C	X
1	20	–	0,85
2	50	500	–
3	10	–	0,9
4	30	400	–
5	10	–	0,8
6	5	450	–
7	2	–	0,75
8	10	550	–
9	30	400	–
10	1	–	0,9

Номер варианта	P, бар	t, °C	X
11	30	300	–
12	3	–	0,85
13	30	–	0,9
14	40	550	–
15	5	–	0,8
16	10	350	–
17	50	–	0,9
18	20	300	–
19	15	–	0,95
20	10	500	–

Задача 2. Для сложного термодинамического процесса определить параметры характеристических точек, удельную теплоту, удельную работу, изменение внутренней энергии, энтальпии и энтропии. Изобразить процессы в *i-s*- диаграмме. Исходные данные представлены в табл. 2.

Таблица 2

Номер вариан та	Параметры пара в т.1 (P, МПа; v, м ³ /кг; t, °C)		Параметры пара в т.2 (P, МПа; v, м ³ /кг; t, °C)		Параметры пара в т.3 (P, МПа; v, м ³ /кг; t, °C)		Параметры пара в т.3 (P, МПа; v, м ³ /кг; t, °C)		Вид процессов						
	P ₁	t ₁	X ₁	P ₂	t ₂	X ₂	P ₃	t ₃	X ₃	P ₄	t ₄	X ₄	1-2	2-3	3-4
1	3	-	1	-	500	-	1	-	-	0,05	-	-	P=c	T=c	Δq=0
2	-	200	0,85	0,4	-	-	-	400	-	-	-	0,98	T=c	P=c	Δq=0
3	2	-	0,9	-	400	-	0,5	-	-	-	-	1	P=c	T=c	Δq=0
4	5	-	0,9	-	600	-	1	-	-	-	-	0,95	V=c	T=c	Δq=0
5	3	-	0,9	-	350	-	0,5	-	-	-	-	0,8	P=c	Δq=0	P=c
6	2	-	0,85	-	-	1	-	500	-	1	-	-	Δq=0	P=c	T=c
7	1	-	0,8	-	350	-	-	400	-	-	-	-	P=c	V=c	Δq=0
8	5	-	0,95	-	400	-	-	600	-	-	-	1	V=c	P=c	Δq=0
9	3	-	0,85	-	400	-	-	450	-	-	-	0,9	P=c	V=c	Δq=0
10	2	500	-	1	-	-	-	-	1	-	-	0,8	T=c	Δq=0	P=c
11	-	200	0,8	0,5	-	-	-	450	-	-	-	0,93	T=c	P=c	Δq=0
12	2	-	0,85	0,7	-	-	-	450	-	-	-	1	T=c	P=c	Δq=0
13	0,8	-	0,9	-	300	-	1	-	-	-	-	0,95	V=c	T=c	P=c
14	0,6	-	0,92	-	400	-	5	-	-	-	-	0,9	P=c	T=c	Δq=0
15	1	-	0,9	-	450	-	-	500	-	-	-	1	P=c	V=c	Δq=0
16	0,8	-	0,8	-	350	-	0,3	-	-	-	-	0,93	P=c	T=c	Δq=0
17	0,1	-	0,8	-	-	1	-	400	-	-	0,1	-	Δq=0	P=c	Δq=0
18	0,1	-	0,85	-	-	1	-	450	-	-	-	-	Δq=0	P=c	V=c
19	0,3	-	0,9	-	300	-	-	-	1	-	-	0,8	P=c	Δq=0	P=c
20	3	-	0,85	-	450	-	-	-	1	-	-	0,85	P=c	Δq=0	P=c

Задача 3. С помощью T-s- диаграммы (графическим методом) определить параметры и термодинамические характеристики (энтальпию и энтропию) аммиака. Исходные данные представлены в табл. 3.

Таблица 3

Номер варианта	P, ат	t, °C	X
1	0,6	–	0,15
2	–	–20	0,2
3	0,8	+5	–
4	1,2	–30	–
5	–	0	0,15
6	1,4	–	0,8
7	1,8	+60	–
8	–	–10	1
9	2,0	–	0,75
10	2,5	–10	–

Номер варианта	P, ат	t, °C	X
11	–	–5	0,95
12	3,0	–	0,2
13	4,0	+75	–
14	–	+10	0,8
15	5,0	–	0
16	6,0	+40	–
17	–	–5	0,15
18	12,0	–	0,85
19	7,0	+30	–
20	8,0	–	0

Задача 4. Рассчитать парокompрессионную холодильную установку.

Определить:

1. Параметры характеристических точек (температуру, давление, степень сухости пара энтальпию, энтропию).
2. Удельную холодопроизводительность (q_0).
3. Удельную работу компрессора (l_k).
4. Удельную теплоту (q_1) и полную теплоту (Q_1), отводимую в конденсаторе.
5. Холодильный коэффициент (ϵ).
6. Расход хладоагента ($G_{хл}$) (аммиака) для обеспечения холодопроизводительности (Q_0).
7. Поверхность испарителя ($F_{исп}$), принять $K = 300 \div 500 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \text{ К})$.
8. Поверхность конденсатора ($F_{конд}$), принять $K = 800 \div 1200 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \text{ К})$.

Исходные данные взять в табл. 4.

Таблица 4

Номер варианта	Q ₀ , кВт	Температура t, °С		Вид цикла
		в испарителе	в конденсаторе	
1	100	-15	+10	Сухой с перегревом пара $\Delta t = 5^\circ$
2	150	-16	+11	Сухой с переохлаждением конденсата $\Delta t = 5^\circ$
3	200	-12	+15	Сухой с перегревом пара $\Delta t_1 = 5^\circ$ и переохлаждением конденсата $\Delta t_2 = 5^\circ$
4	150	-15	+15	Сухой с перегревом пара $\Delta t = 5^\circ$
5	220	-10	+15	Сухой с переохлаждением конденсата $\Delta t = 5^\circ$
6	120	-15	+10	Сухой
7	233	-10	+12	Сухой с переохлаждением конденсата $\Delta t = 5^\circ$
8	145	-12	+18	Сухой с перегревом пара $\Delta t = 5^\circ$
9	230	-15	+18	Сухой с перегревом пара $\Delta t_1 = 5^\circ$ и переохлаждением конденсата $\Delta t_2 = 5^\circ$
10	135	-20	+18	Сухой с перегревом пара $\Delta t = 5^\circ$
11	240	-10	+10	Сухой
12	100	-8	+15	Сухой с перегревом пара $\Delta t = 5^\circ$
13	200	-17	+12	Сухой
14	150	-20	+8	Сухой с перегревом пара $\Delta t = 5^\circ$
15	160	-12	+9	Сухой

Номер варианта	Q ₀ , кВт	Давление P, ат		Вид цикла
		в испарителе	в конденсаторе	
16	250	1,5	6,5	Сухой
17	158	1,3	7,0	Сухой
18	130	1,5	6,0	Сухой с переохлаждением конденсата $\Delta t = 5^\circ$
19	250	1,8	6,5	Сухой с перегревом пара $\Delta t = 15^\circ$
20	170	1,2	7,5	Сухой с переохлаждением конденсата $\Delta t = 7^\circ$

Задача 5. Построить в $\lg P-i$ - диаграмме хладона влажный и сухой циклы парокомпрессионной холодильной установки в заданном интервале давлений в испарителе ($P_{\text{исп}}$) и конденсаторе ($P_{\text{конд}}$). Сравнить данные вида циклов по удельной холодопроизводительности и холодильному коэффициенту.

Исходные данные взять в табл. 5.

Таблица 5

Номер варианта	Давление в испарителе $P_{\text{исп}}$, ат	Давление в конденсаторе $P_{\text{конд}}$, ат
1	0,3	2,0
2	0,4	3,0
3	0,5	4,0
4	0,6	5,0
5	0,8	6,0
6	1,0	8,0
7	1,25	10,0
8	1,5	5,0
9	0,1	6,0
10	0,15	8,0

Номер варианта	Давление в испарителе $P_{\text{исп}}$, ат	Давление в конденсаторе $P_{\text{конд}}$, ат
11	0,2	10,0
12	0,3	5,0
13	0,4	2,0
14	0,5	3,0
15	0,6	4,0
16	0,8	5,0
17	1,0	6,0
18	1,25	8,0
19	1,5	4,0
20	0,2	5,0

Список литературы

1. Ривкин С.Л. Термодинамические свойства воды и водяного пара: Справочник / С.Л. Ривкин, А.А. Александров. – М.: Энергоатомиздат, 1984 – 80 с.
2. Шадрина Е.М. Техническая термодинамика и теплотехника. Термодинамические процессы идеальных газов: учеб. пособие / Е.М. Шадрина, А.С. Кувшинова; Иван. гос. хим.-технол. ун-т. – Иваново, 2011. – 84 с.
3. Ибраев А.М. Теоретические основы холодильной техники / А.М. Ибраев, А.А. Сагдеев – Нижнекамск: Нижнекамский химико-технологический институт (филиал) ФГБОУВПО «КНИТУ», 2012. – 124с.
4. Замалеев З.Х. Основы гидравлики и теплотехники / З.Х. Замалеев, В.Н. Посохин, В.М. Чефанов. – СПб., М., Краснодар, 2014. – 300 с.
5. Нащокин В.В. Техническая термодинамика и теплопередача: учеб. пособие для вузов / В.В. Нащокин. – 3-е изд. испр. и доп. – М.:Высш. шк., 1980. – 469 с.
6. Теплотехника: учебник для вузов/ А.П. Баскаков [и др.]. – М.: Энергоиздат, 1982. – 264с.
7. Кириллин В.А. Техническая термодинамика/ В.А. Кириллин, В.В. Сычев, А.Е. Шейдлин. – 4-е изд. – М.: Энергоиздат, 1983. – 416с.
8. Чечеткин А.В. Теплотехника / А.В. Чечеткин, Н.А. Занемонец. – М.: Высш. шк., 1986– 344с.
9. Баскаков А.П. Теплотехника: учебник для вузов / А.П. Баскаков. – М.: Энергия, 1982. – 264с.
10. Павлов К.Ф. Примеры и задачи по курсу процессов и аппаратов химической технологии / К.Ф. Павлов, П.Г. Романков, А.А. Носков. – 10-е изд. – Л.: Химия, 1987. – 522с.

Приложения

Приложение 1

Термодинамические свойства воды и водяного пара. Состояние насыщения (по температуре)

t_s °C	P_s Па	$v' \cdot 10^3$ м ³ /кг	v'' м ³ /кг	ρ'' кг/м ³	i' кДж/кг	i'' кДж/кг	r_s кДж/кг	s' кДж/(кг К)	s'' кДж/(кг К)
0,01	$6,112 \cdot 10^2$	1,0002	206,3	0,004847	0,0	2501	2501	0,0	9,1544
10	$1,2271 \cdot 10^3$	1,0004	106,42	0,009398	42,04	2519	2477	0,1510	8,8994
20	$2,3368 \cdot 10^3$	1,0018	57,84	0,01729	83,90	2537	2454	0,2964	8,6665
40	$7,3749 \cdot 10^3$	1,0079	19,55	0,05115	167,50	2574	2406	0,5723	8,2559
60	$1,9919 \cdot 10^4$	1,0171	7,678	0,1302	251,1	2609	2358	0,8311	7,9084
70	$3,1161 \cdot 10^4$	1,0228	5,045	0,1982	293,0	2626	2333	0,9549	7,7544
80	$4,7359 \cdot 10^4$	1,0290	3,408	0,29934	334,9	2643	2308	1,0753	7,6116
90	$7,0108 \cdot 10^4$	1,0359	2,361	0,4235	377,0	2659	2282	1,1925	7,4787
100	$1,01325 \cdot 10^5$	1,0435	1,673	0,5977	419,1	2676	2257	1,3071	7,3547
110	$1,4326 \cdot 10^5$	1,0515	1,210	0,8264	461,3	2691	2230	1,4183	7,2387
120	$1,9854 \cdot 10^5$	1,0603	0,8917	1,121	503,7	2706	2202	1,5277	7,1298
130	$2,7012 \cdot 10^5$	1,0697	0,6683	1,496	546,3	2721	2174	1,6345	7,0272
140	$3,6161 \cdot 10^5$	1,0798	0,5087	1,966	589,0	2734	2145	1,7592	6,9304
150	$4,7597 \cdot 10^5$	1,0906	0,3926	2,547	632,2	2746	2114	1,8418	6,8383
160	$6,1804 \cdot 10^5$	1,1021	0,3068	3,258	675,5	2758	2082	1,9427	6,7508
170	$7,9202 \cdot 10^5$	1,1144	0,2426	4,122	719,2	2769	2050	2,0417	6,6666
180	$1,0027 \cdot 10^6$	1,1275	0,1939	5,157	763,1	2778	2015	2,1395	6,5858
190	$1,2552 \cdot 10^6$	1,1415	0,1564	6,394	807,5	2786	1979	2,2357	6,5074
200	$1,5551 \cdot 10^6$	1,1565	0,1272	7,862	852,4	2793	1941	2,3308	6,4318
220	$2,3201 \cdot 10^6$	1,1900	0,0860	11,62	943,7	2802	1858	2,5179	6,2849
240	$3,3480 \cdot 10^6$	1,2291	0,0597	16,76	1037,5	2823	1766	2,7021	6,1421
260	$4,6940 \cdot 10^6$	1,2755	0,0421	23,72	1135,1	2796	1661	2,8851	6,0013
280	$6,4191 \cdot 10^6$	1,3321	0,0301	33,19	1236,9	2780	1542	3,0681	5,8573
300	$8,5917 \cdot 10^6$	1,4036	0,0216	46,21	1344,9	2749	1404	3,2548	5,7049
320	$1,1290 \cdot 10^7$	1,499	0,0154	64,72	1462,1	2700	1237	3,4495	5,5353
340	$1,4608 \cdot 10^7$	1,639	0,0107	92,76	1594,7	2622	1027	3,6605	5,3361
360	$1,8674 \cdot 10^7$	1,894	0,0069	144,00	1762	2481	719	3,9162	5,0530
374	$2,2084 \cdot 10^7$	2,800	0,0034	288,00	2032	2147	114	4,3258	4,5029

Термодинамические свойства воды и водяного пара. Состояние насыщения (по давлению)

$P \cdot 10^{-5}$, Па	t , °C	$v' \cdot 10^3$, м ³ /кг	v'' , м ³ /кг	ρ'' , кг/м ³	i' , кДж/кг	i'' , кДж/кг	r , кДж/кг	s' , кДж/(кг К)	s'' , кДж/(кг К)
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
0,010	6,92	1,0001	129,9	0,00770	29,32	2513	2484	0,1054	8,975
0,025	21,094	1,0021	54,24	0,01843	88,50	2539	2451	0,3124	8,642
0,050	32,88	1,0053	28,19	0,03547	137,83	2561	2423	0,4761	8,393
0,075	40,32	1,0080	19,23	0,05198	168,8	2574	2405	0,5754	8,250
0,10	45,84	1,0103	14,68	0,06812	191,9	2584	2392	0,6492	8,149
0,15	54,00	1,0140	10,02	0,09980	226,1	2599	2373	0,7550	8,007
0,20	60,08	1,01710	7,647	0,1308	251,4	2609	2358	0,8321	7,907
0,25	64,99	1,0199	6,202	0,1612	272,0	2618	2346	0,8934	7,830
0,30	69,12	1,0222	5,226	0,1913	289,3	2625	2336	0,9441	7,769
0,40	75,88	1,0264	3,994	0,2504	317,7	2636	2318	1,0261	7,670
0,60	85,95	1,0330	2,732	0,3661	360,0	2653	2293	1,1453	7,531
0,80	93,52	1,0385	2,082	0,4792	391,8	2665	2273	1,2330	7,434
1,00	99,64	1,0432	1,694	0,5903	417,4	2675	2258	1,3026	7,360
1,5	111,38	1,0527	1,159	0,8627	467,2	2693	2226	1,4336	7,223
2,0	120,23	1,0605	0,8854	1,129	504,8	2707	2202	1,5302	7,127
2,5	127,43	1,0672	0,7185	1,392	535,4	2717	2182	1,6071	7,053
3,0	133,54	1,0733	0,6057	1,651	561,4	2725	2164	1,672	6,992
3,5	138,88	1,0786	0,5241	1,908	584,5	2732	2148	1,728	6,941
4,0	143,62	1,0836	0,4624	2,163	604,7	2738	2133	1,177	6,897
4,5	147,92	1,0883	0,4139	2,416	623,4	2744	2122	1,8821	6,857
5,0	151,84	1,0927	0,3747	2,660	640,1	2749	2109	1,860	6,822
6,0	158,84	1,0117	0,3156	3,169	670,5	2757	2086	1,991	6,761
7,0	164,96	1,1081	0,2728	3,666	697,2	2764	2067	1,992	6,709
8,0	170,42	1,1149	0,2403	4,161	720,9	2769	2048	2,046	6,663
9,0	175,35	1,1213	0,2149	4,654	742,8	2774	2031	2,094	6,623
10,0	179,88	1,1273	0,1946	5,139	762,7	2778	2015	2,138	6,587

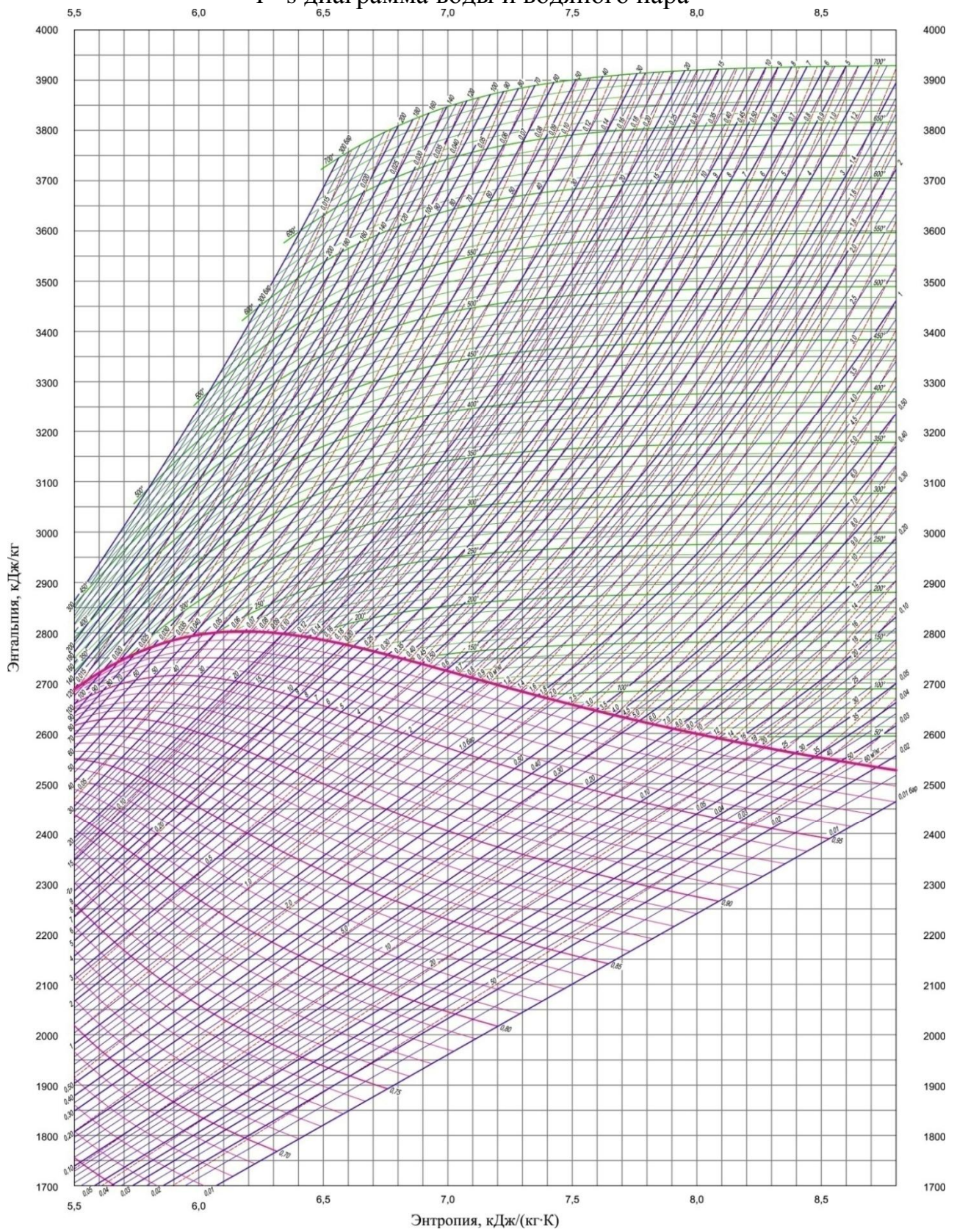
Окончание приложения 2

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
11,0	184,05	1,1331	0,1775	5,634	781,1	2781	2000	2,179	6,554
12,0	187,95	1,1385	0,1633	6,124	798,3	2785	1987	2,216	6,523
13,0	191,60	1,1438	0,1512	6,614	814,5	2787	1973	2,251	6,495
14,0	195,04	1,1490	0,1408	7,103	830,0	2790	1960	2,284	6,469
15,0	198,28	1,1539	0,1317	7,593	844,6	2792	1947	2,314	6,445
16,0	201,36	1,1586	0,1238	8,080	858,3	2793	1935	2,344	6,422
17,0	204,30	1,1632	0,1167	8,569	871,6	2795	1923	2,371	6,400
18,0	207,10	1,1678	0,1104	9,058	884,4	2796	1912	2,397	6,379
19,0	209,78	1,1722	0,1047	9,549	896,6	2798	1901	2,422	6,359
20,0	212,37	1,1766	0,09958	10,041	908,5	2799	1891	2,447	6,340
30,0	233,83	1,2163	0,06665	15,00	1008,3	2804	1796	2,646	6,186
40,0	250,33	1,2520	0,04977	20,09	1087,5	2801	1713	2,796	6,070
50,0	263,91	1,2857	0,03944	25,35	1154,4	2794	1640	2,921	5,973
60,0	275,56	1,3185	0,03243	30,84	1213,9	2785	1570,8	3,027	5,890
70,0	285,80	1,3510	0,02437	36,54	1267,4	2772	1504,9	3,122	5,814
80,0	294,98	1,3838	0,02352	42,52	1317,0	2758	1441,1	3,208	5,745
90,0	303,32	1,4174	0,02048	48,83	1363,7	2743	1379,3	3,287	5,678
100,0	310,96	1,4521	0,01803	55,46	1407,7	2725	1317,0	3,360	5,615
120,0	324,63	1,5270	0,01426	70,13	1491,1	2685	1193,5	3,496	5,492
140,0	336,63	1,6110	0,01149	87,03	1570,8	2638	1066,9	3,623	5,372
160,0	347,32	1,710	0,00931	107,3	1650	2582	932,0	3,746	5,247
180,0	356,96	1,8370	0,00750	133,2	1732	2510	778,2	3,871	5,107
200,0	365,71	2,0400	0,00585	170,9	1827	2410	583,0	4,015	4,928
220,0	373,7	2,7300	0,00367	272,5	2016	2168	152,0	4,303	4,591

Параметры критических точек ряда веществ

Вещество	Химическая формула (обозначение)	Критическая температура, $T_{кр}$, К	Критическая температура, t , °С	Критическое давление, $P_{кр}$, ат	Критическое давление, $P_{кр} \cdot 10^{-5}$, Па
Азот	N ₂	126,25	- 146,9	33,5	32,82
Аммиак	NH ₃ (R717)	405,55	132,4	117	114,66
Аргон	Ar	150,86	- 122,29	48,1	47,14
Бром	Br	588,0	314,85	102,0	99,96
Водород	H ₂	33,0	- 240,15	12,8	12,55
Вода	H ₂ O (R718)	647,0	373,85	218,3	213,93
Воздух	(R729)				
Гелий	He	5,19	- 269,96	2,24	2,20
Диоксид серы	SO ₂	430,7	157,55	7,88	7,72
Диоксид углерода	CO ₂ (R744)	304,2	31,05	72,9	71,44
Йод	I ₂	819,0	545,85	116,0	113,68
Кислород	O ₂	154,8	- 119,35	50,1	49,1
Криптон	Kr	209,45	- 63,7	54,3	53,2
Ксенон	Xe	289,73	10,58	58,0	56,84
Метан	CH ₄	190,66	- 82,49	4,626	4,53
Неон	Ne	44,4	- 228,75	27,2	26,66
Оксид углерода	CO	132,93	- 140,22	3,499	3,43
Пропан	C ₃ H ₈ (R290)	369,85	96,7	4,247	4,16
Ртуть	Hg	1750,0	1476,85	1500,0	1470,0
Сера	S	1314,0	1040,85	-	-
Сероводород	H ₂ S	373,6	99,85	9,007	8,83
Триоксид серы	SO ₃	491,4	218,25	8,49	8,32
Фосфор	P ₄	994,0	720,85	-	-
Фтор	F ₂	144,3	- 128,85	51,5	50,47
Фреоны					
R11	CFCl ₂	471,15	198,0	45,92	45,0
R12	CF ₂ Cl ₂	385,19	112,04	42,86	42,0
R13	CF ₃ Cl	301,93	28,78	39,80	39,0
R22	CHF ₂ Cl	369,15	96,0	51,02	50,0
R134 а	C ₂ H ₂ F ₄	373,75	100,6	41,39	40,56
Хлор	Cl ₂	416,95	143,8	76,0	74,48
Этан	C ₂ H ₆	516,3	243,15	63,0	61,74
Этанол	C ₂ H ₅ OH	305,33	32,18	4,871	4,77
Этилен	C ₂ H ₄ (R1150)	282,65	9,5	53,06	52,0

i - s диаграмма воды и водяного пара

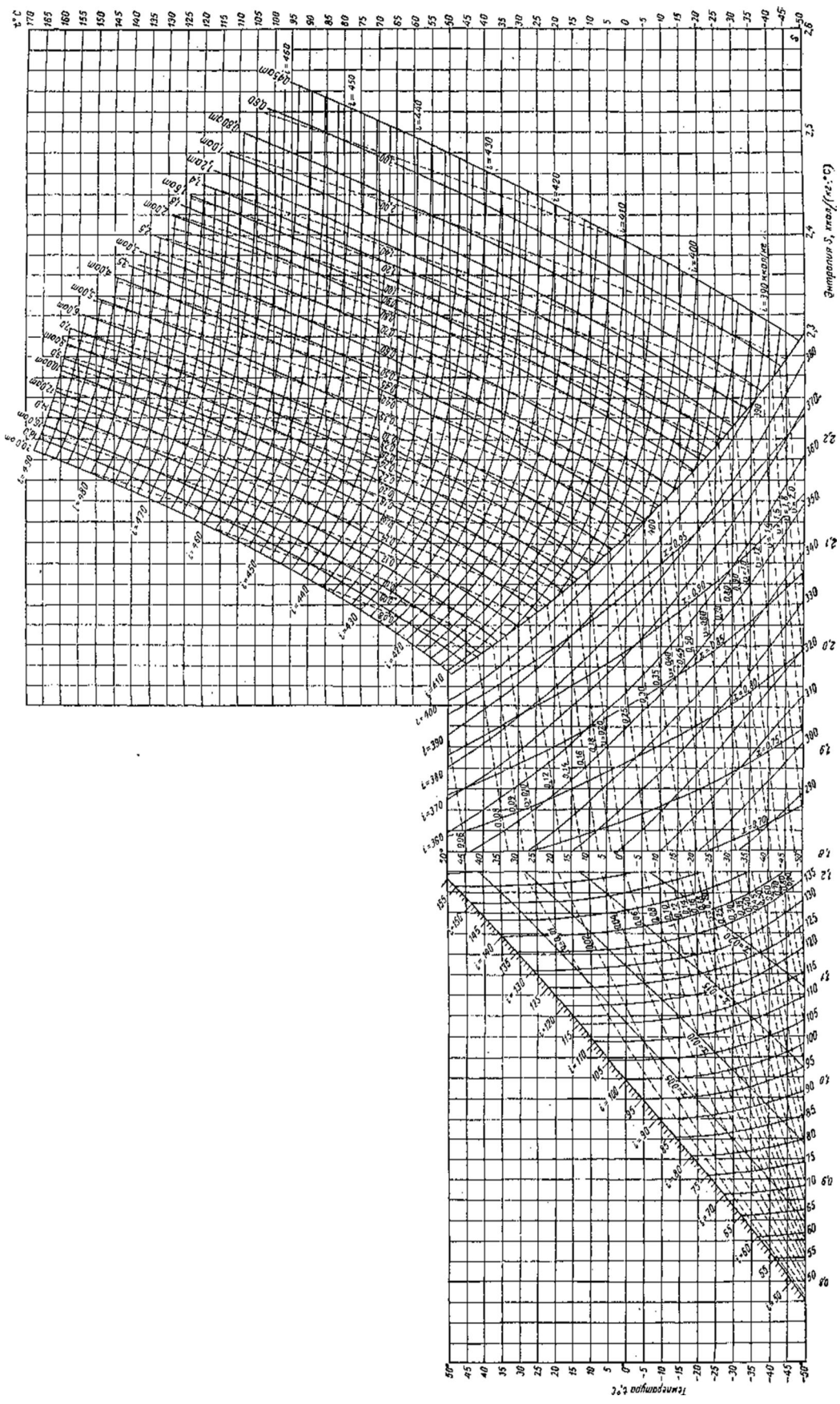


Формулы для расчета термодинамических характеристик реальных газов

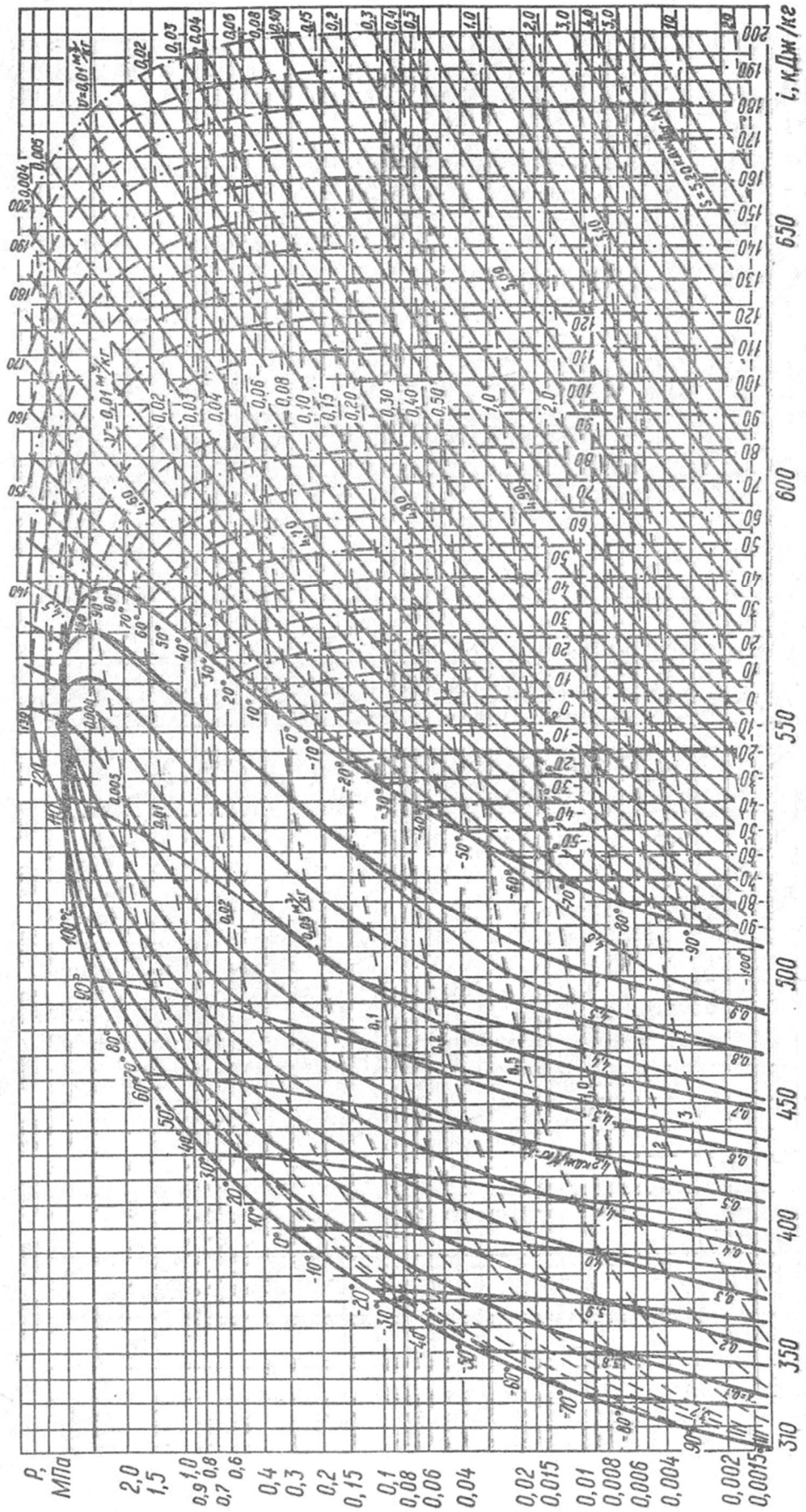
Термодинамический процесс	Изменение удельной внутренней энергии, $\Delta u = u_2 - u_1$	Удельная работа $d\ell = Pdv,$ $\ell = \int_{v_1}^{v_2} Pdv$	Удельная теплота, $q = \Delta u + \ell,$ $q = T \int_1^2 ds$
Изобарный $P = \text{const}$	$(i_2 - i_1) - P(v_2 - v_1)$	$P(v_2 - v_1)$	$i_2 - i_1$
Изохорный $V = \text{const}$	$(i_2 - i_1) - v(P_2 - P_1)$	$\ell = 0$	$(i_2 - i_1) - v(P_2 - P_1)$
Изотермический $T = \text{const}$	$(i_2 - i_1) - (P_2 v_2 - P_1 v_1)$	$T(s_2 - s_1) - (i_2 - i_1) + (P_2 v_2 - P_1 v_1)$	$T (s_2 - s_1)$
Адиабатный $q = 0, S = \text{const}$	$(i_2 - i_1) - (P_2 v_2 - P_1 v_1)$	$(i_1 - i_2) - (P_1 v_1 - P_2 v_2)$	$q = 0$

Приложение б

T-s- диаграмма аммиака



P-i- диаграмма фреона 12



Характеристики конденсаторов при использовании аммиака и хладон

Марка	Диаметр цилиндра, мм	Ход поршня, мм	Теоретическая объемная подача, $V_{хл}, м^3/с$	Частота вращения, $с^{-1}$	Хладон - 22		Хладон - 12		Аммиак	
					Холодопроизводительность, Q_0 , кВт	Потребляемая мощность, N , кВт	Холодопроизводительность, Q_0 , кВт	Потребляемая мощность, N , кВт	Холодопроизводительность, Q_0 , кВт	Потребляемая мощность, N , кВт
ПГ 5	42,0	32	0,00411	48	5,8	2,6	3,7	1,77	-	-
ПГ 7	42,0	32	0,00616	48	8,7	3,9	5,5	2,65	-	-
ПГ 10	42,0	32	0,00822	48	11,6	5,2	7,4	3,54	-	-
ПВ 5	67,5	45	0,00385	24	6,5	2,5	4,3	1,7	-	-
ПВ 7	67,5	54	0,00555	24	9,5	3,5	6,2	2,5	-	-
ПВ 10	67,5	45	0,0077	24	13,0	5,0	8,6	3,4	-	-
ПВ 14	67,5	65	0,0111	24	19,0	6,9	12,5	4,9	-	-
ПВ 20	67,5	45	0,0154	24	26,0	10,0	17,3	6,8	-	-
П 14	67,5	65	0,0111	24	20,0	6,7	13,5	4,75	-	-
П 20	67,5	45	0,0154	24	28,4	9,1	18,6	6,6	-	-
ПВ 28	67,5	65	0,0222	24	38,0	13,85	25,0	9,8	-	-
П 28	67,5	65	0,0222	24	41,0	13,3	27,0	9,5	-	-
ПВ 40	76,0	66	0,089	24	42,5	14,0	27,6	9,5	-	-
П 40	76,0	66	0,0289	24	44,2	13,0	28,8	8,8	45,7	12,8
ПВ 60	76,0	66	0,0433	24	63,7	21,0	41,4	14,3	-	-
П 60	76,0	66	0,0433	24	66,3	19,5	43,0	13,3	68,1	19,2
ПВ 80	76,0	66	0,0578	24	85,0	28,0	55,2	19,0	-	-
П 80	76,0	66	0,578	24	88,4	26,0	57,6	17,6	91,8	25,5
ПВ 110	115,0	82	0,0835	24	128,0	41,5	83,0	28,2	-	-
П 110	115,0	82	0,0835	24	134,0	39,0	87,0	26,6	138,0	39,0
ПВ 165	115,0	82	0,1250	24	192,0	62,5	124,0	42,3	-	-
П 165	115,0	82	0,1250	24	200,0	58,6	130,0	39,9	207,0	59,0
ПВ 220	115,0	82	0,1670	24	256,0	83,0	166,0	56,4	-	-
П 220	115,0	82	0,1670	24	268,0	78,0	174,0	53,2	276,0	78,0

Приложение 9

Характеристики аммиачных кожухотрубных испарителей

ТУ 26-02- 658- 78	Старое обозначение	Площадь наружной теплопередающей поверхности, м ²	Длина корпуса, мм	Диаметр обечайки, мм	Высота аппарата, мм	Вместимость межтрубного пространства, м ³	Масса, кг
40 ИТГ	32 ИКТ	40	4510	500	1286	0,50	1,429
50 ИТГ	40 ИКТ	50	3560	600	1470	0,52	1,574
63 ИТГ	50 ИКТ	63	4560	600	1470	0,70	1,956
80 ИТГ	65 ИКТ	80	5560	600	1470	0,88	2,344
125 ИТГ	90 ИКТ	125	4650	800	1800	1,14	3,459
160 ИТГ	110 ИКТ	160	5650	800	1800	1,58	4,144
200 ИТГ	140 ИКТ	200	4780	1000	2060	2,10	5,395
250 ИТГ	180 ИКТ	250	5780	1000	2060	2,64	6,493
315 ИТГ	250 ИКТ	315	6810	1000	2250	3,00	7,860
400 ИТГ	300 ИКТ	400	6900	1200	2490	5,00	10,180

Приложение 10

Характеристика хладоновых испарителей с межтрубным кипением хладагента

Марка	Хладагент	Площадь наружной поверхности, м ²	Диаметр кожуха, мм	Длина аппарата, мм	Общее количество труб, шт	Число ходов	Масса, кг
ИТР - 12	Р - 12	12	325	1415	70	6	300
ИТР - 18	Р - 12	18	325	1665	84	6	360
ИТР - 25	Р - 12	25	400	1665	118	6	425
ИТР - 35	Р - 12	35	500	2500	145	4	575
ИТР - 105	Р - 12	105	600	3700	241	4	1655
ИТР - 210	Р - 12	210	800	3700	491	4	3000
ИТР - 400	Р - 12	400	1200	3870	920	4	6068
ИТР - 65	Р - 12	65	500	2435	210	4	1035
ИТР - 35 Н	Р - 12	35	500	3000	123	4	900

Техническая характеристика аммиачных горизонтальных кожухотрубных
конденсаторов

Марка	Площадь теплопередающей поверхности, м ²	Диаметр кожуха, мм	Габариты	Количество труб, шт	Число ходов	Объем межтрубного пространства, м ³	Объем трубного пространства, м ³	Масса, кг
1	2	3	4	5	6	7	8	9
10 КТГ	10	400	1880 x 535 x 760	99	10	0,16	0,078	590
20 КТГ	20	500	2930 x 810 x 910	144	8	0,32	0,15	995
25 КТГ	25	500	3430 x 810 x 910	144	8	0,39	0,17	1140
32 КТГ	32	500	4430 x 810 x 910	144	8	0,52	0,19	1140
40 КТГ	40	600	3520 x 910 x 1000	216	8	0,53	0,25	1555
50 КТГ	50	600	4520 x 910 x 1000	216	8	0,70	0,32	1980
65 КТГ	65	600	5520 x 910 x 1000	216	8	0,88	0,40	2430
90 КТГ	90	800	4640 x 1110 x 1230	386	8	1,26	0,61	3300
110 КТГ	110	800	5640 x 110 x 1230	386	8	1,58	0,72	4000
140 КТГ	140	1000	4750 x 1330 x 1570	614	8	2,00	1,02	5320
180 КТГ	18-	1000	5750 x 1330 x 1670	614	8	2,50	1,23	6450
250 КТГ	250	1200	5845 x 1520 x 1940	840	8	3,50	1,77	9360
300 КТГ	300	1200	6845 x 1520 x 1940	870	8	4,10	2,00	10930

Характеристика кожухотрубных хладоновых конденсаторов

Марка	Площадь наружной поверхности, м ²	Диаметр обечайки, мм	Длина труб, м	Количество труб в трубной решетке, шт	Число ходов хладагента
КТР – 4	4,8	194	1,0	23	4 (2)
КТР - 6	6,8	219	1,5	29	4 (2)
КТР – 9	9,0	273 (377)	1,0 (1,3)	46 (53)	4 (2)
КТР – 12	12,8	377 (325)	1,0 (1,2)	86	4 (2)
КТР – 18	18,0	377 (325)	1,8	86	4 (2)
КТР – 25	30,0	404	1,5	135	4
КТР – 35	40,0	404	2,0	135	4
КТР – 50	49,6	404	2,5	135	4
КТР – 65	62,0	500	2,0	210	4 (2)
КТР – 85	92,5	500	3,0	210	4 (2)
КТР – 110	107,0	600	2,5	293	4
КТР – 150	150,0	600	3,5	293	2
КТР – 200	200,0	800	3,0	455	4 (2)
КТР – 260	250,0	800	4,0	455	2
КТР – 380	407	900	4,0	680	2
КТР - 500	500	900	5,0	680	2

Учебное издание

Шадрина Елена Михайловна
Романенко Юрий Евгеньевич

Реальные газы и пары. Циклы паросиловых и холодильных установок

Учебное пособие

Редактор В.Л. Родичева

Подписано в печать 22.04.2019. Формат 60x84/16. Бумага писчая.

Усл. печ. л. 5,58. Тираж 75 экз. Заказ

ФГБОУ ВО «Ивановский государственный
химико-технологический университет»

Отпечатано на полиграфическом оборудовании
редакционно-издательского центра ФГБОУ ВО «ИГХТУ»

153000, г. Иваново, Шереметевский пр., 7