

РОСЖЕЛДОР
Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение
высшего образования
«Ростовский государственный университет путей сообщения»
(ФГБОУ ВО РГУПС)

И.А. Эстрин

ТРАНСФОРМАЦИЯ ТЕПЛОТЫ

Учебно-методическое пособие
для практических занятий

Ростов-на-Дону
2017

УДК 621.5(07) + 06

Рецензент – кандидат технических наук, доцент И.Н. Жигулин

Эстрин, И.А.

Трансформаторы теплоты: учебно-методическое пособие для практических занятий / И.А. Эстрин; ФГБОУ ВО РГУПС. – Ростов н/Д, 2017. – 28 с.: ил.

В пособии приводятся различные схемы Тепловых Насосных Установок (ТНУ), используемые при их практическом применении в различных областях промышленности.

Предназначено для студентов 3-го курса бакалавриата по направлению подготовки «Теплоэнергетика и теплотехника», профиль «Промышленная теплоэнергетика», изучающих дисциплину «Трансформаторы теплоты»; для учащихся 2-го курса магистратуры направления «Автоматизация технологических процессов и производств», профиль «Энергоэффективность теплотехнологических процессов и систем предприятий».

Одобрено к изданию кафедрой «Теплоэнергетика на железнодорожном транспорте».

СОДЕРЖАНИЕ

Введение

1. Определение значения эксергии для различных видов энергии
2. Изучение диаграммы эксергия-энтальпия
3. Изучение характерных энергетических зон в низкотемпературной области
4. Опыт применения парокompрессионных ТНУ на на предприятиях ЦБП
5. Применение ТНУ для утилизации теплоты паровоздушной смеси
6. Изучение схемы криорефрижераторов с дроссельной степенью окончательного охлаждения
7. Изучение схемы криорефрижераторов с детандерной степенью окончательного охлаждения
8. Изучение схемы ожижителя Линде с внешним отводом теплоты в ступени предварительного охлаждения
9. Изучение схемы ожижителя Клода с внутренним охлаждением в ступени предварительного охлаждения
10. Изучение схемы ожижителя Капицы

1. Определение значения эксергии для различных видов энергии

В процессах трансформации теплоты используются в общем случае три вида энергии: электрическая или механическая, тепловая и энергия потоков вещества (газа, пара, жидкости).

Эксергия для механической и электрической энергии (организованной формы энергии) равна соответствующей работе и поэтому определение эксергии здесь отпадает: $E_L = L$ и $E_{\text{э}} = \mathcal{E}$.

Эксергия теплоты E_q отличается от количества теплоты Q по условиям второго начала термодинамики.

Для ее определения рассмотрим процесс обратимого взаимодействия потока теплоты q с окружающей средой с помощью цикла Карно, приведенного в T - S – диаграмме (рис. 1.7).

В том случае, когда $T > T_{o.c.}$, необходим прямой цикл, а при $T < T_{o.c.}$ – обратный. Рассмотрим прямой цикл Карно (рис. 1.7,а). При обратимом взаимодействии располагаемого количества теплоты $q = T \cdot S$ с окружающей средой может быть произведена работа, определяющая эксергию теплоты, $e_q = l = (T - T_{o.c.}) \cdot S$. Связь между e_q и q определяется соотношением:

$$e_q = q \cdot \frac{T - T_{o.c.}}{T} = q \cdot \tau_q, \quad (1.4)$$

где τ_q – коэффициент работоспособности теплоты (эксергетическая температурная функция).

Коэффициент работоспособности теплоты будет равен:

$$\tau_q = \frac{e_q}{q} = \frac{(T - T_{o.c.}) \cdot S}{T \cdot S} = 1 - \frac{T_{o.c.}}{T}. \quad (1.5)$$

По физическому смыслу он определяет количество работы, которую можно получить в идеальном прямом цикле от единицы теплоты, то есть для прямого цикла Карно $\tau_q = \eta_t$. Поскольку в рассматриваемых условиях $0 < T_{o.c.} / T \leq 1$, то $0 \leq \tau_q < 1$.

Для обратного цикла Карно (рис. 1.7,б) $T_{o.c.} > T$ или $T_{o.c.} / T > 1$, при этом коэффициент $\tau_q < 0$. Отрицательное значение коэффициента работоспособности теплоты указывает на то, что работа в данном случае затрачивается.

При $T \ll T_{o.c.}$, $|\tau_q| \gg 1$ при выработке искусственного холода энергетические затраты на повышение потенциала теплоты, отводимой от охлаждаемых тел, возрастают тем в большей степени, чем ниже температурный уровень искусственного холода.

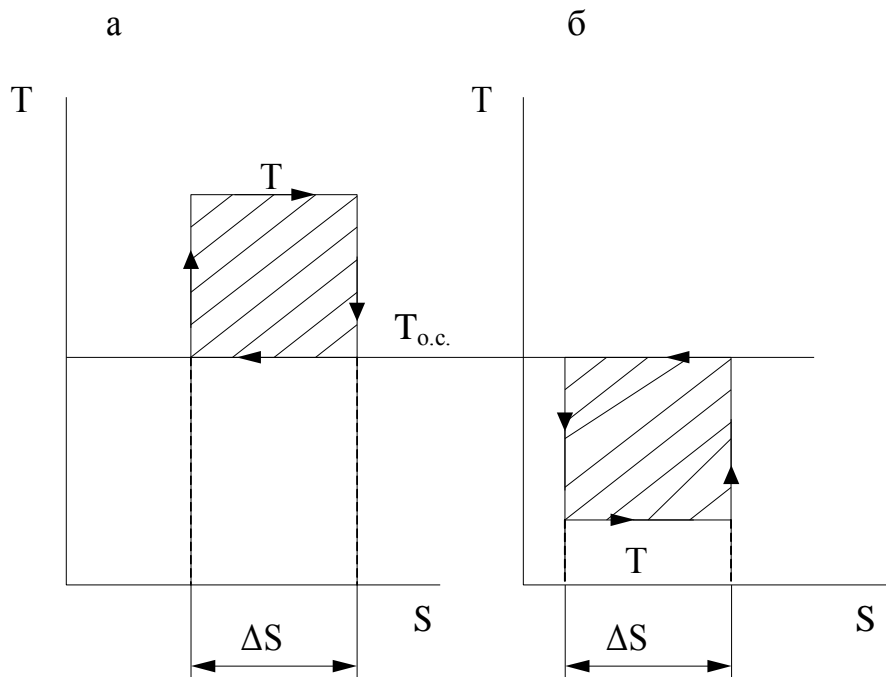


Рис. 1.7. Циклы Карно: а – прямой, б – обратный

Чтобы показать характер изменения τ_q в зависимости от температуры T , найдем первую производную от τ_q по T .

$$\frac{d\tau_q}{dT} = \frac{T_{o.c.}}{T^2}. \quad (1.6)$$

Тангенс угла наклона касательной в любой точке кривой $\tau_q = f(T)$ к оси абсцисс равен $d\tau_q/dT$.

Из уравнения (1.6) следует, что значение $d\tau_q/dT$ зависит от значения T и возрастает со снижением T . При $T \rightarrow 0$ $d\tau_q/dT \rightarrow \infty$; при $T \rightarrow \infty$ $d\tau_q/dT \rightarrow 0$. Поскольку правая часть уравнения (1.6) величина положительная, то и левая часть этого уравнения положительна. Это значит, что знаки $d\tau_q$ и dT одинаковы.

При $T < T_{o.c.}$ коэффициент $\tau_q < 0$. В этой области положительному значению dT соответствует положительное значение $d\tau_q$, тем самым при увеличении температуры T растет значение коэффициента τ_q , т.е. снижается его абсолютное значение. Аналогично при снижении T уменьшается τ_q , т.е. увеличивается его абсолютное значение. При $T = T_{o.c.}$ из уравнений (1.5) и (1.6) следует: $\tau_q = 0$ и

$$\frac{d\tau_q}{dT} = \frac{1}{T_{o.c.}}.$$

Характер зависимости $\tau_q = f(T)$ приведен на рис.1.8.

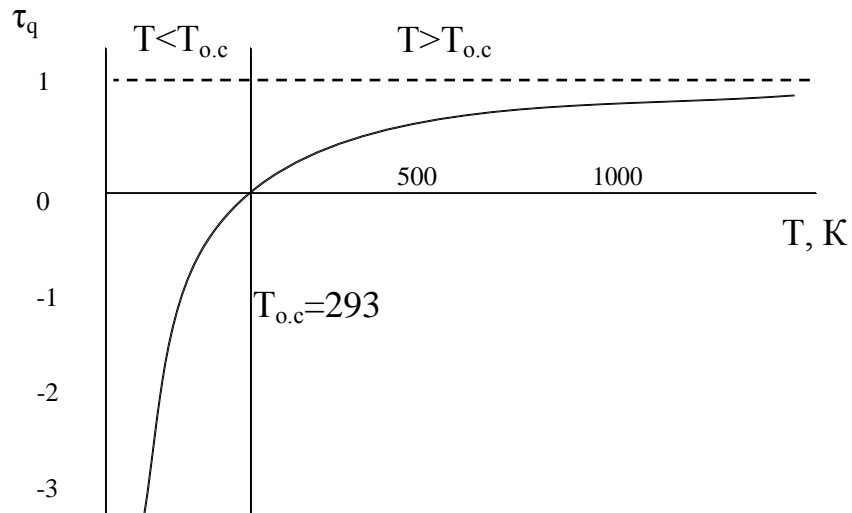


Рис.1.8. Зависимость τ_q от T

Эксергия потока вещества определяется работой, которую может произвести единица массы потока, например, 1кг газа или пара, с параметрами торможения P , T , h , S при обратимом взаимодействии с окружающей средой, параметры которой $P_{o,c}$, $T_{o,c}$, $h_{o,c}$, $S_{o,c}$.

Рассмотрим взаимодействие потока газа с окружающей средой в T - S – диаграмме (рис.1.9).

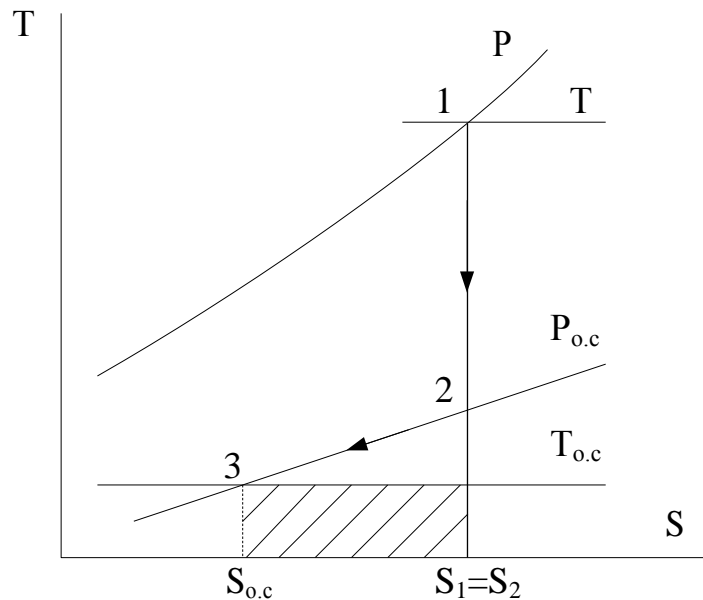


Рис. 1.9. Схема обратимого взаимодействия потока вещества с окружающей средой

Рассматриваемое взаимодействие состоит из двух процессов: изэнтропного расширения от давления P до давления $P_{o,c}$ (1-2) и изобарного охлаждения (2-3).

Удельная эксергия такого взаимодействия потока с окружающей средой может быть представлена как сумма двух слагаемых:

$$e = l = l_{1-2} + l_{2-3}.$$

Работа изоэнтропного расширения газа:

$$l_{1-2} = h_1 - h_2.$$

Работа, полученная за счет теплоты, отведенной при изобарном охлаждении газа:

$$l_{2-3} = \int_3^2 \tau_q dq = \int_3^2 dq \left(1 - \frac{T_{o.c.}}{T}\right) = \int_3^2 dq - \int_3^2 T_{o.c.} dS = h_2 - h_3 - T_{o.c.}(s_2 - s_3).$$

С учетом того, что $h_1 = h$, $S_1 = S_2 = S$; $h_3 = h_{o.c.}$; $S_3 = S_{o.c.}$, суммарная работа l , равная эксергии:

$$e = l = h - h_{o.c.} - T_{o.c.}(S - S_{o.c.}). \quad (1.7)$$

Уравнение (1.7) показывает, что удельная эксергия потока не равна разности энтальпий потока в данном состоянии и в состоянии равновесия с окружающей средой и может быть как меньше, так и больше ее.

Функцию e можно представить как поверхность в пространстве h - S - e . Уравнение (1.7) в этом случае представляет собой плоскость $(h - h_{o.c.}) - T_{o.c.}(S - S_{o.c.}) - e = 0$, которая пересекает плоскость h - S (при $e = 0$) по прямой, проходящей через точку нулевого состояния с координатами $h_{o.c.}$, $S_{o.c.}$ и угловым коэффициентом $T_{o.c.}$. Эта прямая, в каждой точке которой $e = 0$, называется «прямой окружающей среды».

Приведем пример графического определения e на плоскости h - S (рис.1.10).

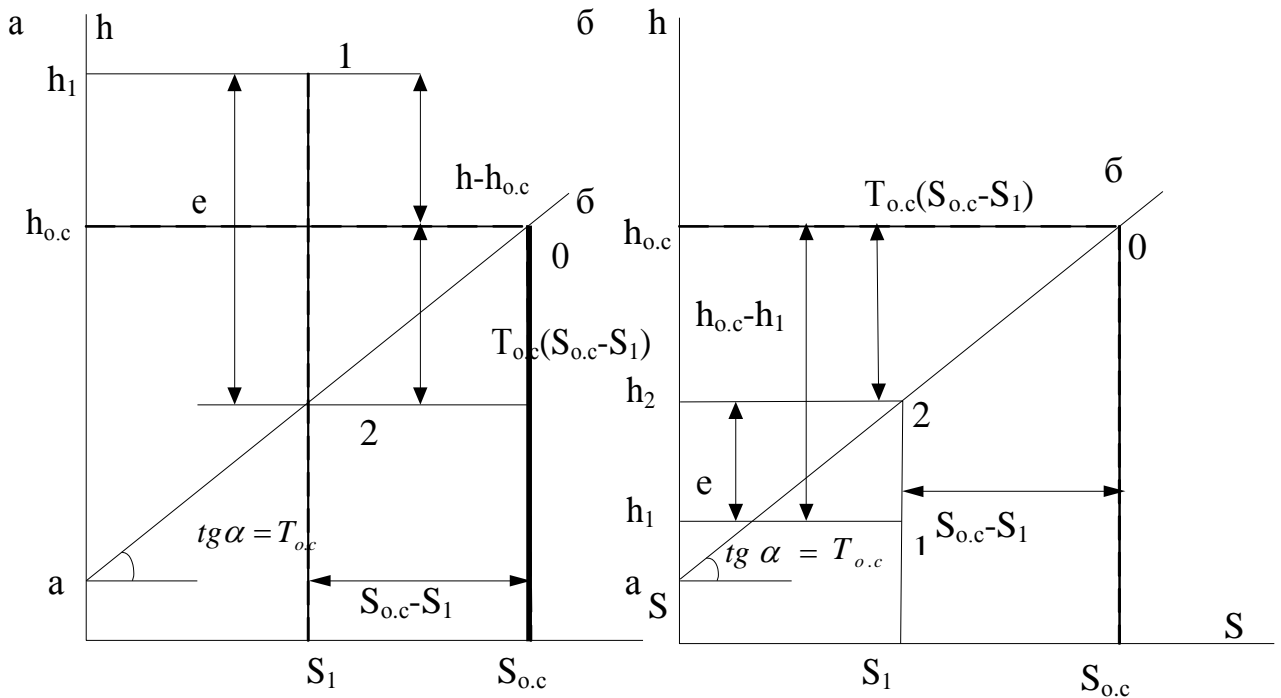


Рис. 1.10. Графическое определение e на плоскости h - S : а – эксергия положительна; б – эксергия отрицательна

Из построения на плоскости видно, что величина e равна расстоянию по ординате между точкой 1, отображающее данное состояние, и прямой окружающей среды ab . Если точка 1 лежит выше прямой среды (рис.1.10,а), то $e>0$, а если ниже (рис.1.10,б), то $e<0$.

Оба примера, показанные на рисунке 1.10, относятся к случаю, когда точка 1 лежит левее нулевого состояния $S_1 < S_{oc}$, что характерно для низкотемпературных процессов.

Построение останется правильным и тогда, когда исследуемое состояние будет соответствовать точкам, где $S_1 > S_{oc}$.

При фиксированном значении параметров окружающей среды функция e является полным дифференциалом, поскольку при интегрировании по любому замкнутому контуру

$$\oint_c de = \oint_c dh - T_{o.c} \oint_c dS = 0 . \quad (1.8)$$

$$(1.10)$$

Сопоставим свойства энтальпии h и эксергии e потока, рассматривая их как функции независимых переменных P и S (табл. 1.4).

Таблица 1.4

Энтальпия потока	Эксергия потока
$dh = TdS + VdP$	$de = (T - T_{o.c})dS + VdP$
$\frac{\partial h}{\partial S}_P = T$	$\frac{\partial e}{\partial S}_P = T - T_{o.c}$
$\frac{\partial h}{\partial P}_S = V$	$\frac{\partial e}{\partial P}_S = V$

Сравнение соответствующих выражений в правом и левом столбцах указывает, что обе функции e и h дают энергетическую характеристику потока вещества.

Изменение dh энтальпии при $P = const$ дает количество теплоты $\partial q = TdS$, которое переходит через контрольную поверхность системы.

Изменение эксергии de в аналогичных условиях также характеризует количество теплоты, но только равно работе, которая в идеальном случае может быть получена при использовании этой теплоты $\partial l = \partial q - T_{o.c} dS$.

Изменение как энтальпии h , так и эксергии e при $S = Const$ дает в обоих случаях одну и ту же величину VdP , равную работе изменения давления рабочего тела в потоке.

Полный дифференциал энтальпии dh дает изменение энергии потока в результате как термических, так и механических воздействий через границы системы. Полный дифференциал эксергии de также связан с этими видами воздействия, но дает величину полезной энергии, которая может быть превращена в работу.

Таким образом, изменение энтальпии h отражает энергетические превращения в потоке вещества без учета ограничений, накладываемых вторым законом термодинамики в условиях взаимодействия с окружающей средой, а изменение эксергии e – с учетом этих ограничений.

Следовательно, эксергия e является термодинамическим потенциалом особого вида, связанным с параметрами окружающей среды.

Получив значения эксергий для различных видов энергии, можно перейти к составлению эксергетических балансов для системы и отдельных ее элементов, расчету эксергетических КПД, определению относительных и абсолютных потерь эксергии в них, что позволяет наметить основные пути совершенствования, как отдельных элементов, так и в целом системы.

2. Изучение диаграммы эксергия–энтальпия

Расчеты процессов, связанные с определением эксергии потока, существенно облегчаются при использовании специальных диаграмм состояния в координатах e - h .

Диаграмма e - h строится в виде косоугольной модификации h - S -диаграммы (рис. 1.11).

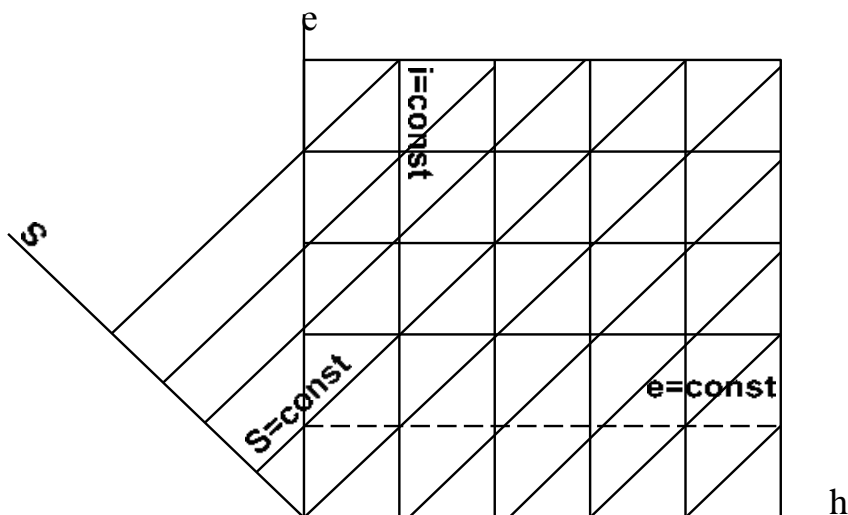


Рис.1.11. Диаграмма e - h

Угол наклона оси S выбирается из условия, чтобы при изменении состояния рабочего тела по $S = idem$, $\Delta e = \Delta h$. При одинаковом масштабе шкал e и h этому условию соответствует угол наклона оси S к оси h , равный 135° . В зависимости от

физических свойств вещества расположение линий его диаграммы на координатной сетке e, h выглядит различно.

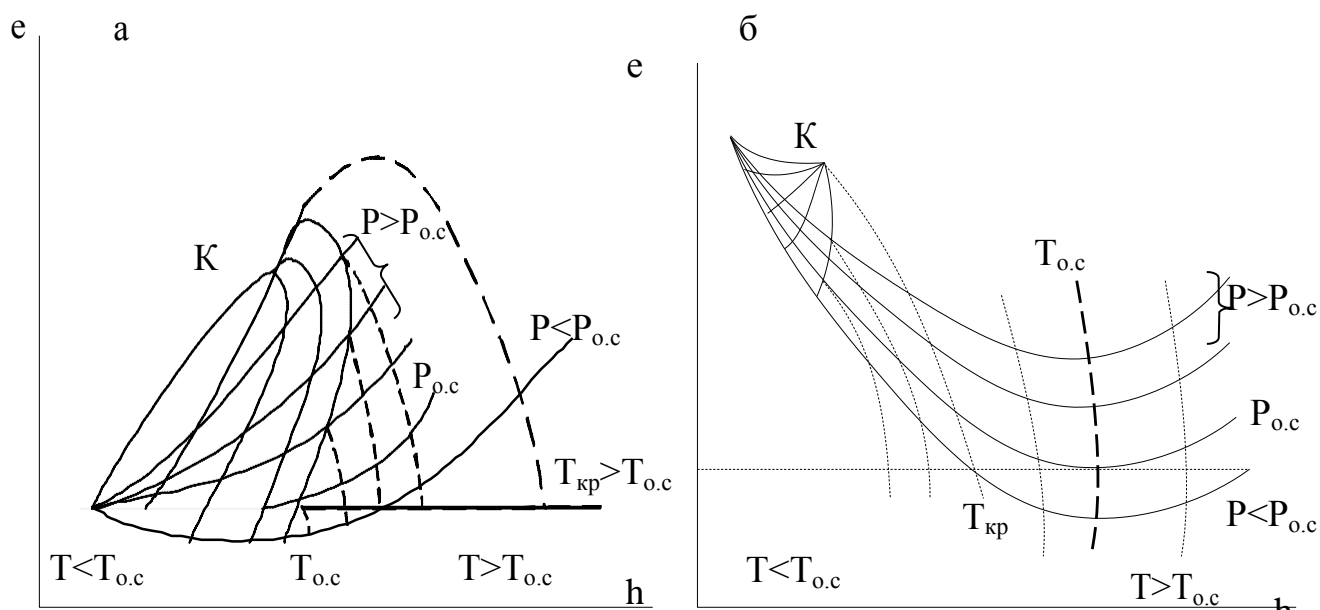


Рис. 1.12. Вид $e-h$ – диаграммы для веществ с различными критическими температурами: а – $T_{0.c} < T_{кр}$; б – $T_{0.c} > T_{кр}$

На рис. 1.12 показан внешний вид диаграмм для двух характерных случаев:

1. $T_{0.c} < T_{кр}$, прямая $e = 0$ совпадает с изотермой – изобарой влажного пара при параметрах $P_{0.c}, T_{0.c}$, либо проходит касательно к изобаре $P_{0.c}$ в точке ее пересечения с изотермой $T_{0.c}$. К этой группе веществ относятся: вода, хладагенты с нормальной температурой кипения $t_s \geq (-25 - -30^\circ\text{C})$.

2. $T_{0.c} > T_{кр}$, точка $e = 0$ находится в области перегретого пара. К этой группе веществ относятся: воздух, азот, водород, гелий. Область влажного пара ($T \ll T_{0.c}$) перемещается в левый верхний край диаграммы с высокой эксергией. Чем ниже $T_{кр}$, тем больше e влажного пара.

Для любой изобары на $e-h$ -диаграмме $(\partial e / \partial h)_p = \tau_q$, так как $\partial q = (dh)_p$.

Величина τ_q численно равна тангенсу угла наклона касательной к изобаре в точке ее пересечения с изотермой.

Использование диаграммы $e-h$ для решения задач, связанных с процессами трансформации теплоты, иллюстрируются на примере рабочего агента – воздуха, диаграмма которого приведена на рис. 1.13.

1. Определить минимальную работу для изотермического сжатия воздуха от 0,1 до 20 МПа, $T=T_{0.c}$.

Процесс 1-2: $e_1 = 0$; $e_2 = 445$; $l = \Delta e = e_2 - e_1 = 445 - 0 = 445$ кДж/кг.

2. Определить работу для охлаждения воздуха изобарно с 293 К до 160 К при $P=6$ МПа.

Процесс 3-4: $e_3 = 347$; $e_4 = 402$; $l = 402 - 347 = 55$ кДж/кг.

Отвод теплоты $\Delta h = h_4 - h_3 = 260 - 430 = -170$ кДж/кг.

3. Определить работу для перевода воздуха из «нулевого» состояния ($P_{0.c} = 0,1$ МПа; $T_{0.c} = 293$ К) в жидкость при $P = 0,1$ МПа, т.е. посредством охлаждения.

Процесс 1–5: $e_1 = 0$; $e_5 = 702$; $l = e_1 - e_5 = 702 - 0 = 702$ кДж/кг.

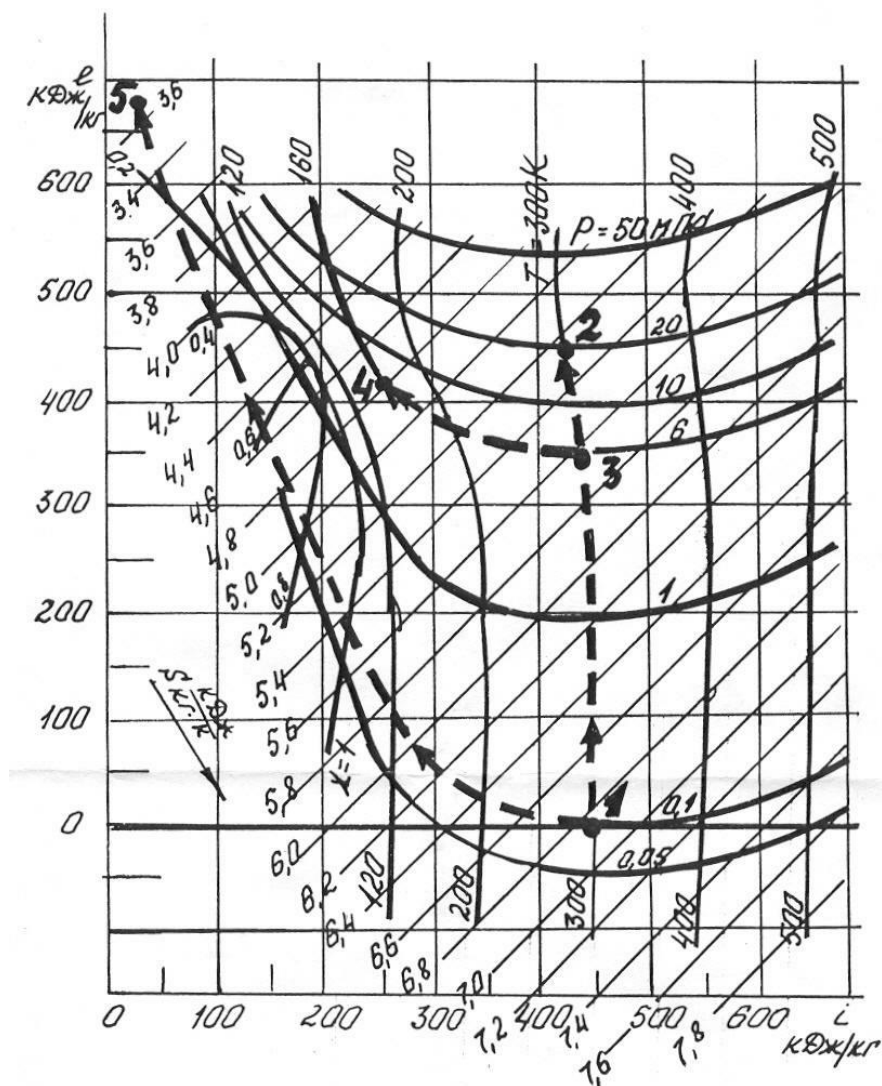


Рис. 1.13. Диаграмма e-h для воздуха

3. Изучение характерных энергетических зон в низкотемпературной области.

Как было отмечено, удельная затрата работы (эксергии) в идеальном цикле трансформации теплоты равна по абсолютной величине коэффициенту работоспособности теплоты τ_q . По величине коэффициента работоспособности теплоты нижнего источника $\tau_{q,n} = \frac{T_n - T_{o.c}}{T_n}$ всю область искусственного холода можно разделить на 5 зон, характеризующихся существенно различной величиной удельных эксергетических затрат.

Покажем на графике $\tau_{q,n}-T$ зависимость $\tau_{q,n} = f(T_n)$, характеризующую удельный расход работы в идеальной рефрижераторной установке (рис. 1.14).

Зона: $293\text{ K} \geq T_n > 268\text{ K}$ ($+20\text{ }^\circ\text{C} \geq t_H > -5\text{ }^\circ\text{C}$) – характерна для установок кондиционирования воздуха, в которых, как правило, требуемая температура искусственного охлаждения близка к температуре окружающей среды. В этой зоне $0 \leq -\tau_{q,n} < 0,1$.

Цзона: $268\text{ K} \geq T_n > 146\text{ K}$ ($-5\text{ }^\circ\text{C} \geq t_H > -127\text{ }^\circ\text{C}$) – характерна для установок умеренного холода, относящихся к холодильной технике.

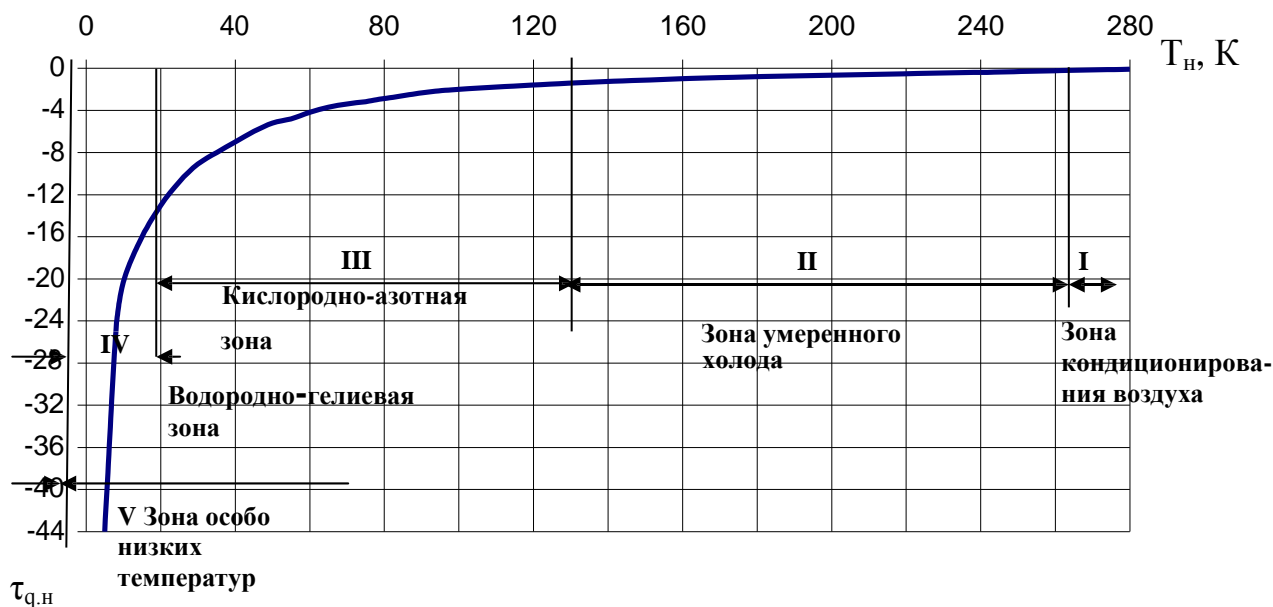


Рис. 1.14. Зависимость $\tau_{q,n} = f(T_n)$; $T_{o,c}=293\text{ K}$

В этой широкой зоне находятся:

а) нормальные температуры (температуры кипения при атмосферном давлении) многих широко используемых на практике холодильных агентов: аммиака – NH_3 (240 К, $-33\text{ }^\circ\text{C}$); фреона – R12 – CF_2Cl_2 (243 К, $-30\text{ }^\circ\text{C}$); хлорметила – CH_3Cl (249 К, $-24\text{ }^\circ\text{C}$); сернистого ангидрида – SO_2 (263 К, $-10\text{ }^\circ\text{C}$);

б) температура сублимации при атмосферном давлении двуокиси углерода – CO_2 (195 К, $-78\text{ }^\circ\text{C}$);

в) температура конденсации при атмосферном давлении ряда газов, имеющих промышленное значение: ацетилена – C_2H_2 (189 К, $-84\text{ }^\circ\text{C}$); закиси азота – N_2O (184 К, $-89\text{ }^\circ\text{C}$); этилена – $\text{CH}_2=\text{CH}_2$ (169 К, $-104\text{ }^\circ\text{C}$); ксенона – Xe (165 К, $-108\text{ }^\circ\text{C}$).

Величина $0,1 \leq -\tau_{q,n} < 1$.

III зона – кислородно-азотная: $146\text{ K} \geq T_n > 27\text{ K}$ ($-127\text{ }^\circ\text{C} \geq t_H > -246\text{ }^\circ\text{C}$) – в этой зоне находятся температуры конденсации при атмосферном давлении газов: криптона – Kr (120 К, $-153\text{ }^\circ\text{C}$); кислорода – O_2 (90 К, $-183\text{ }^\circ\text{C}$); аргона – Ar (87 К, $-186\text{ }^\circ\text{C}$); азота – N_2 (77 К, $-196\text{ }^\circ\text{C}$). В третьей зоне $1 \leq -\tau_{q,n} < 10$.

IV зона – водородно - гелиевая: $27\text{ K} \geq T_n > 3\text{ K}$ ($-246\text{ }^\circ\text{C} \geq t_H > -270\text{ }^\circ\text{C}$) – в этом интервале температур работают установки для получения жидкого водорода, жидкого неона и жидкого гелия (температура конденсации при атмосферном давлении для неона 27 К, водорода 20 К, гелия 4 К). В этой зоне $10 \leq -\tau_{q,n} < 100$.

V зона: $T_n \leq 3K (t_n < -270 \text{ } ^\circ\text{C})$ – зона особо низких температур; работают установки, в которых температуры нижнего источника теплоты ниже 3 К. Величина $-\tau_{q,n} \geq 100$.

Во сколько раз изменяется абсолютная величина коэффициента работоспособности теплоты $\tau_{q,n}$, во столько же раз увеличиваются удельные эксергетические затраты в идеальной рефрижераторной установке при изменении температуры нижнего источника теплоты T_n внутри каждой зоны от верхнего до нижнего предела.

На рис. 1.15 дана зависимость $\tau_{q,e} = \frac{T_e - T_o}{c} = f(T_e)$, характеризующая

удельный расход работы в идеальной теплонасосной установке.

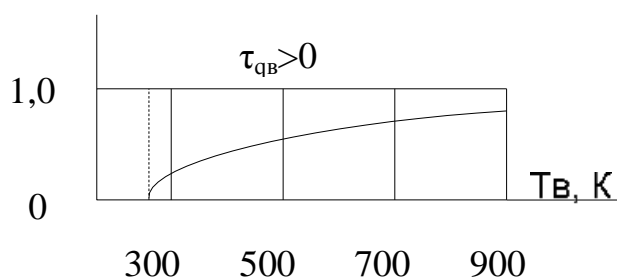


Рис. 1.15. Зависимость $\tau_{q,e} = f(T_e)$

Максимальный удельный расход работы имеет место при $T_e = \infty$ и в этом случае $\tau_{q,e} = 1$. Для сравнения отметим, что в идеальной холодильной установке максимальный расход работы относится к $T_n = 0$ и в этом случае $|\tau_{q,n}| = \infty$. Заметим также, что если $T_n \leq \frac{o.c}{2}$, то удельный расход работы в холодильных

установках $|\tau_{q,n}| > 1$, т.е. он выше, чем возможный максимальный удельный расход работы в теплонасосных установках.

4. Опыт применения парокомпрессионных ТНУ на предприятиях ЦБП

ЦБП - одна из наиболее энергоемких отраслей промышленности. На всех стадиях технологической переработки древесины, начиная от окорки и резки балансов и заканчивая отделкой бумаги, применяется тепловая и электрическая энергия.

По потреблению тепловой энергии ЦБП занимает 5-е место среди всех отраслей промышленности.

За последние годы энергетическая составляющая в себестоимости продукции увеличилась с 8-12 % до 20-30 % и имеет тенденцию к дальнейшему повышению в связи с быстрым ростом стоимости топлива.

Удельные расходы энергии в промышленности в 2-3 раза выше по сравнению с экономически развитыми странами, что объясняется значительными потерями тепловой энергии и недостаточным внедрением в производство передовых энергосберегающих технологий и оборудования.

На предприятиях ЦБП имеется значительное количество вторичных энергетических ресурсов ВЭР. К тепловым ВЭР, прежде всего, относятся: сбросная вода технологических цехов, паровоздушная смесь ПВС, отходящая от колпаков бумаго- и картоноделательных машин БКДМ, теплота сдувок и выдувок варочных котлов и некоторые др.

Даже на современных предприятиях ЦБП степень рекуперации тепловых ВЭР не превышает 20-25 %.

Более высокая степень использования низкопотенциальной теплоты может быть получена путем применения ТНУ.

Принципиальная схема ТНС для утилизации теплоты сбросной воды технологических цехов представлена на рис. 2.9.

ТНС состоит из двух групп пластинчатых теплообменников и двух теплонасосных установок. Сбросная вода с температурой около 40 °С проходит испарители 1ТНУ – I и ТНУ – II. Часть ее прокачивается через пластинчатые теплообменники – 2. В испарителях и теплообменниках происходит охлаждение сбросной воды до температуры 25 °С, после чего она направляется

на станцию механической очистки и далее возвращается с систему технического водоснабжения комбината.

Отведенная от воды теплота передается в испарителях рабочему агенту. Путь агента аналогичен показанному на рис. 2.1.

В ТНУ – I вода, подогретая в пластинчатом теплообменнике 2, идет на химводоочистку ХВО, а затем поступает в переохладитель 3 и конденсатор 4, где подогревается до 70 °С и направляется в атмосферный деаэрактор. Этот поток воды используется в качестве подпиточной воды для паровых котлов.

В ТНУ – II водопроводная вода питьевого качества движется аналогично и после нагрева до 70 °С поступает в атмосферный деаэрактор. Этот поток воды направляется на подпитку тепловой сети.

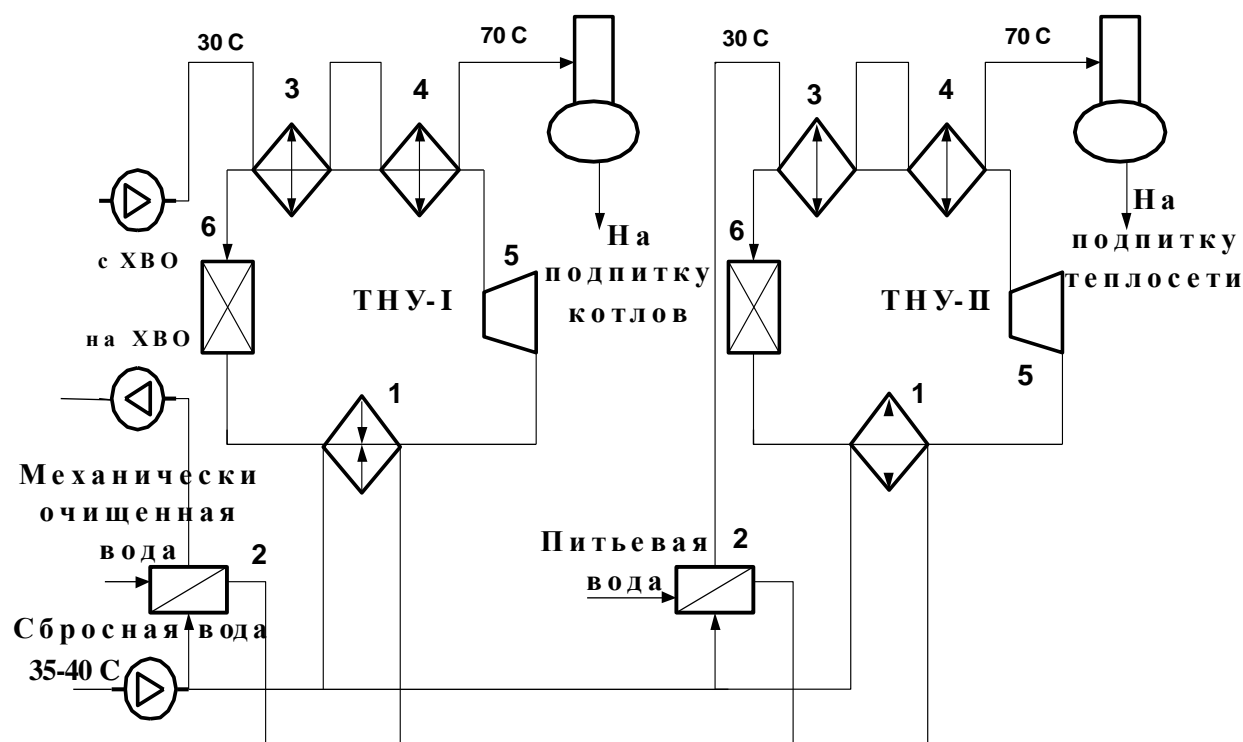


Рис.2.9. Принципиальная тепловая схема теплонасосной станции:
1 – испаритель; 2 – пластинчатый теплообменник; 3 – переохладитель;
4 - конденсатор; 5 – компрессор; 6 – регулирующий вентиль

На теплонасосной станции установлены две ТНУ типа ТХМТ – 4000, разработанные ВНИИхолодмашем. Холодильный агент – фреон R 12. Расчетная тепловая мощность каждой ТНУ находится в пределах 10 – 11 МВт. Потребляемая электрическая мощность составила примерно 2,6 МВт для каждой ТНУ. Коэффициент преобразования $\phi = 4,0 \div 4,2$.

5. Применение ТНУ для утилизации теплоты паровоздушной смеси

В вентиляционных системах существующих БКДМ применяются различные схемы утилизации теплоты паровоздушной смеси ПВС, удаляемой из сушильной части.

Разнообразные типы теплорекуперационных агрегатов, традиционно используемых в этих схемах, имеют сравнительно невысокую эффективность. Степень утилизации теплоты ПВС работающих БКДМ не превышает 25-30 %, что объясняется ее низким температурным потенциалом. Более высокая энергетическая эффективность может быть достигнута путем применения в вентиляционных системах ТНУ.

На рис. 2.10 представлена функциональная схема ТНС.

ПВС, отходящая от колпаков БКДМ, проходит через скрубберы первой и второй ступеней 2 и 3, после чего с температурой, близкой к температуре окружающей среды, удаляется в атмосферу. В первом скруббере ПВС охлаждается от температуры $\approx 80^\circ\text{C}$ до температуры $\approx 42^\circ\text{C}$, значение которой на несколько градусов ниже температуры точки росы. Во второй ступени температурный потенциал ПВС снижается до 25°C .

В замкнутый по воде контур второго скруббера включен испаритель 4 ТНУ-1. Вода в испарителе охлаждается от 35 до $20-25^\circ\text{C}$ и возвращается в скруббер.

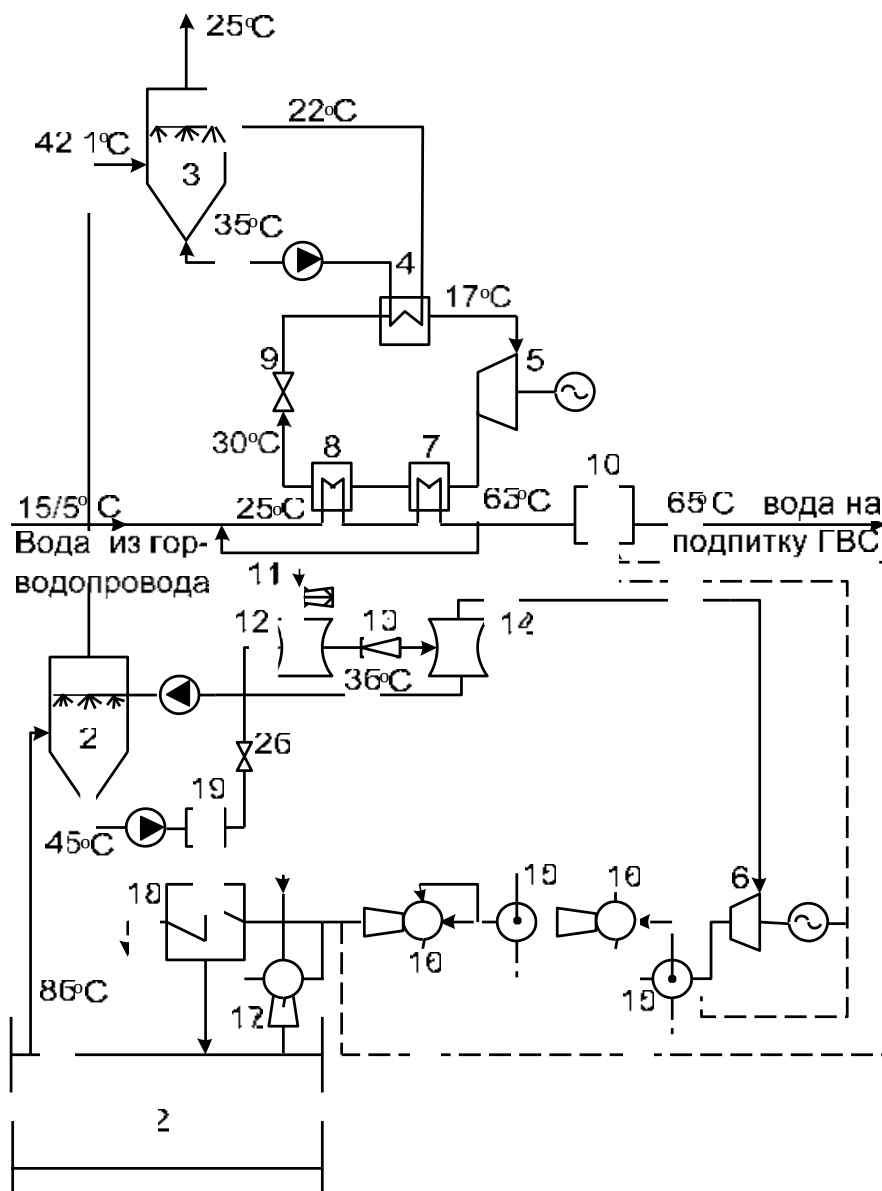


Рис. 2.10. Двухступенчатая теплонасосная установка

В качестве **ТНУ-1** может быть использована серийно выпускаемая машина **ТХМТ-4000**, изготавливаемая Казанским компрессорным заводом. В переохладителе **8** и конденсаторе **7** этой ТНУ нагревается химически очищенная вода до 60-65 °С, которая поступает в вакуумный деаэратор **10**. Деаэрированная вода с температурой 65-70 °С идет на подпитку тепловой сети.

В замкнутом контуре первого скруббера вода нагревается до температуры 45 °С, после чего поступает в установку прямого компримирования водяного пара – **ТНУ-2**. В дегазёре **12 ТНУ-2** происходит выделение из воды воздуха, удаляемого в атмосферу водоструйным эжектором **11**. Из дегазёра вода, пройдя дроссельное устройство **13**, поступает в испаритель **14**. Образовавшиеся в испарителе пары вскипания сжимаются в механическом компрессоре **6** до некоторого промежуточного давления, а охлажденная до 35 °С вода после испарителя направляется в скруббер. Дальнейшее сжатие водяного пара происходит в пароструйных эжекторах **16**. Для уменьшения работы сжатия и увеличения паропроизводительности ТНУ между ступенями сжатия установлены охладительные установки **15**. Некоторое количество пара после механического компрессора направляется в качестве греющей среды в вакуумный деаэратор. Пар, полученный в **ТНУ-2** с давлением порядка 0,2 МПа, поступает в цилиндры БКДМ непосредственно или после дополнительного компримирования в эжекторе **17**. Часть пара используется для нагрева сушильного воздуха в теплообменнике **18**.

Полученное значение средневзвешенного коэффициента преобразования, равное 5,5-6,0, показывает высокую энергетическую эффективность предлагаемой схемы.

6. Изучение схемы криорефрижераторов с дроссельной ступенью окончательного охлаждения

Газожидкостная система охлаждения, основанная на дросселировании, впервые была разработана немецким физиком Карлом Линде. Поэтому рефрижераторный цикл, сочетающий дросселирование с регенеративным теплообменом, часто называется циклом Линде.

Схема цикла Линде и его изображение на T-S – диаграмме показаны на рис.6.2.

Газ при температуре, близкой к $T_{0,c}$, и низком давлении P_0 поступает в компрессор **КМ**, где его давление повышается до P_v , затем охлаждается в охладителе **ОХ** до первоначальной температуры. На T-S – диаграмме процесс **1-2** сжатия и охлаждения газа показан условно как изотермический.

Далее через регенеративный теплообменник **РТ** газ подается к дроссельному вентилю **ДВ**. В первый момент пуска сжатый газ дросселируется в **ДВ** до P_0 и его температура снижается до T_4' . Охлажденный газ через испаритель **И**, тепло к которому еще не подводится, поступает в регенеративный теплообменник, в котором нагревается, охлаждая следующую порцию газа до температуры T_3' , близкой к T_4' .

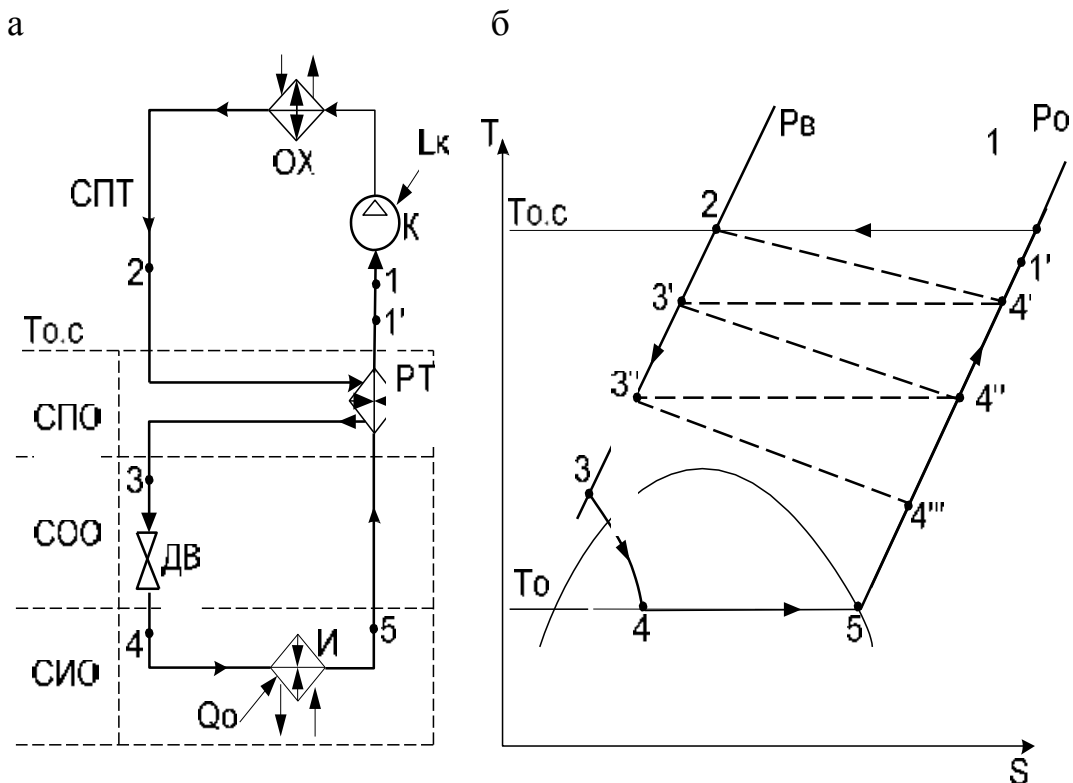


Рис. 6.2. Цикл Линде: а-схема цикла; б- T- S – диаграмма цикла

Газ с этой температурой также используется для охлаждения сжатого газа перед **ДВ** до T_3'' , тогда после дросселирования достигается более низкая температура T_4''' и т. д. Через некоторое время газ охлаждается настолько, что дросселирование будет заканчиваться в области влажного пара при T_0 , после чего подключается тепловая нагрузка Q_0 – холодопроизводительность рефрижератора, процесс **4-5**.

При анализе рефрижератора, работающего по циклу Линде, важное значение имеют характеристики процесса дросселирования.

Как известно, эффект дросселирования характеризуется дифференциальным эффектом Джоуля-Томсона $\alpha_i = (\partial T / \partial P)_i$. В зависимости от природы газа и параметров проведения процесса температура может понижаться ($\partial T < 0$), $\alpha_i > 0$; повышаться ($\partial T > 0$), $\alpha_i < 0$ или оставаться неизменной ($\partial T = 0$), $\alpha_i = 0$ - режим инверсии.

При $\alpha_i > 0$ и данном конечном давлении охлаждение тем больше, чем выше начальное давление; максимальное охлаждение достигается при дросселировании от начального давления, лежащего на кривой инверсии. Для воздуха при $T_{0.c}$ это давление составляет около 42 МПа. Дальнейшее повышение давления приводит к понижению охлаждающего эффекта.

Основные энергетические показатели

Составим энергетический баланс криорефрижератора Линде. В отличие от холодильных установок, для которых в баланс включается вся установка, при расчете и анализе криогенных установок целесообразно рассматривать криоблок без СПТ, проводя границу системы по $T_{0.c}$.

На единицу расхода газа баланс будет иметь вид:

$$h_2 + q_0 + q_{u3} = h_{1'} \quad (6.1)$$

или
$$h_{1'} - h_2 = q_0 + q_{u3} .$$

Величина q_{u3} представляет собой значение потерь холода через изоляцию. Можно записать

$$h_{1'} - h_2 - h_n = q_0 + q_{u3} . \quad (6.2)$$

Величина $h_{1'} - h_2$ представляет собой разность энтальпий газа при давлениях P_0 и P_B и одной и той же температуре $T_{0.c}$. Она называется изотермическим дроссель-эффектом и обозначается как h_T . Эта величина характеризует дроссель-эффект в тепловых единицах и изменяется по тем же закономерностям, что и α_1 .

В технике низких температур изотермический дроссель-эффект служит важной расчетной величиной. Он измеряется количеством теплоты, которое надо в процессе дросселирования подвести к рабочему телу ($h_T, 0$) или отвести от него .

Второй процесс не может использоваться как холодильный, так как количество вносимой потоком рабочего тела энергии больше, чем выносимой.

Используя h_T , получаем энергетический баланс рефрижератора Линде в виде

$$h_T - h_n - q_{u3} = q_0 . \quad (6.3)$$

Из уравнения (6.3) следует, что чем больше h_T , тем выше удельная холодопроизводительность. Поэтому давление P_B начала дросселирования в цикле Линде не должно превышать давление инверсии $P_{инв}$ при $T_{0.c}$.

Эксергетический КПД η_e криоблока составляет порядка 10 % и определяется как отношение полученной эксергетической холодопроизводительности $q_e = q_0(\tau_q)_o$ к затрате эксергии

$$\eta_e = \frac{q_e}{e_2 - e_1}. \quad (6.4)$$

Величина $e_2 - e_1$ представляет собой изотермическую работу сжатия 1 кг криоагента с P_0 до P_B .

С учетом изотермического $\eta_{из.к}$ и электромеханического $\eta_{эм.к}$ КПД компрессора она составит:

$$l_k = \frac{e_2 - e_1}{\eta_{из.к} \eta_{эм.к}}. \quad (6.5)$$

Отсюда эксергетический КПД всей установки

$$\eta_e = \frac{q_e}{(e_2 - e_1) \frac{1}{\eta_{из.к} \cdot \eta_{эм.к}}}. \quad (6.6)$$

7. Изучение схемы криорефрижераторов с детандерной ступенью окончательного охлаждения

В СОО может применяться не только дросселирование, но и расширение в детандере. Такой рефрижератор впервые был предложен Сименсом. Схема цикла Сименса и его изображение на $T-S$ – диаграмме показаны на рис.6.3.

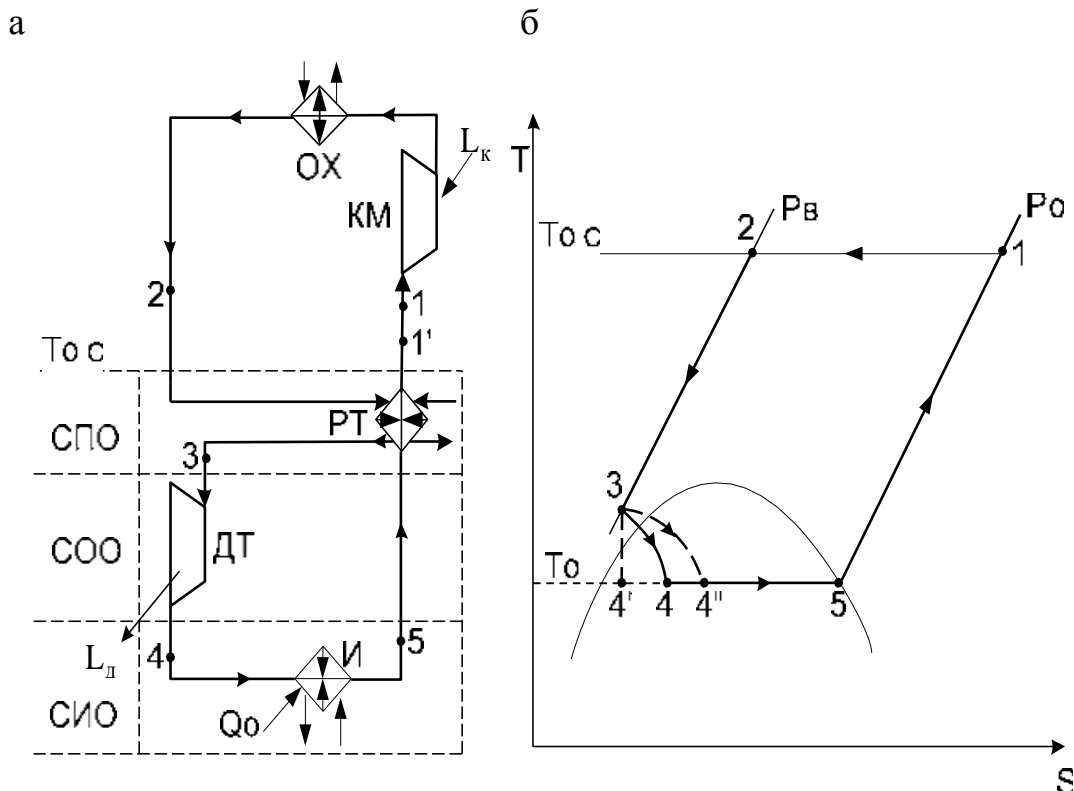


Рис. 6.3. Цикл Сименса: а-схема цикла; б- $T-S$ – диаграмма цикла

Отличие цикла Сименса от цикла Линде состоит только в том, что процесс в СОО протекает с отдачей внешней работы по политропе **3-4**, лежащей между изоэнтропой **3-4'** (идеальный детандер) и изоэнтальпной **3-4''** (дроссель). Соответственно, при прочих равных условиях эффективность рефрижератора

Сименса, определяемая разностью $h_5 - h_4$, будет выше, чем рефрижератора Линде, поскольку $(h_5 - h_{4'}) < (h_5 - h_4)$. Эта разница будет тем больше, чем выше T_3 . Поэтому при работе на многокомпонентных смесях когда ΔT_{3-5} очень мала, предпочтительнее более простая схема Линде. При более низких температурах, где смеси неприменимы, предпочтительнее схема Сименса (в области температур ниже азотных).

Энергетический баланс рефрижератора Сименса

$$h_T + h_o - h_n - q_{из} = q_0. \quad (6.7)$$

Уравнение (6.7) отличается от (6.3) величиной h_o , отражающей холодопроизводительность детандера $h_o = h_{3-4}$. Это означает, что установка Сименса может работать и на таких рабочих телах (водород, гелий, неон), у которых при $T_{o.c}$ значение $h_T < 0$. Нужно только, чтобы

$h_T + h_o > 0$. Рефрижераторы с детандерной СОО используются для криостатирования на уровне водородно-неоновых и гелиевых температур.

Существуют и другие, наряду с приведенными, варианты внешнего и внутреннего охлаждения.

Рефрижераторы с детандерной СОО могут иметь КПД на 30-40 % относительно более высокий, чем системы на базе ступени Линде, однако уступают им по надежности и стоимости.

8. Изучение схемы ожижителя Линде с внешним отводом теплоты в ступени предварительного охлаждения

Вариант внешнего охлаждения применительно к ожижению воздуха показан на рис. 7.2.

Теплообменник СПО разделен на две части. Охлаждаемая часть СПО выше сечения **а-а** состоит из двух аппаратов. В предварительном теплообменнике ПТ воздух охлаждается с 293 К до 255 К (процесс **2 – 8**), после чего поступает в испаритель **И** холодильной установки, где охлаждается до 228 К (процесс **8 – 9**).

За счет дополнительного охлаждения разность температур в сечении **а – а** уменьшается $\Delta T_{9-10}=5$ К. При дальнейшем охлаждении в **РТ СПО** температура сжатого воздуха снижается до $T_3=159$ К, разность температур на холодном конце теплообменника уменьшится до $\Delta T_{3-5}=77$ К.

Снижение потерь в теплообменнике, а также более низкая температура перед дросселем приводят к значительному улучшению энергетических показателей системы.

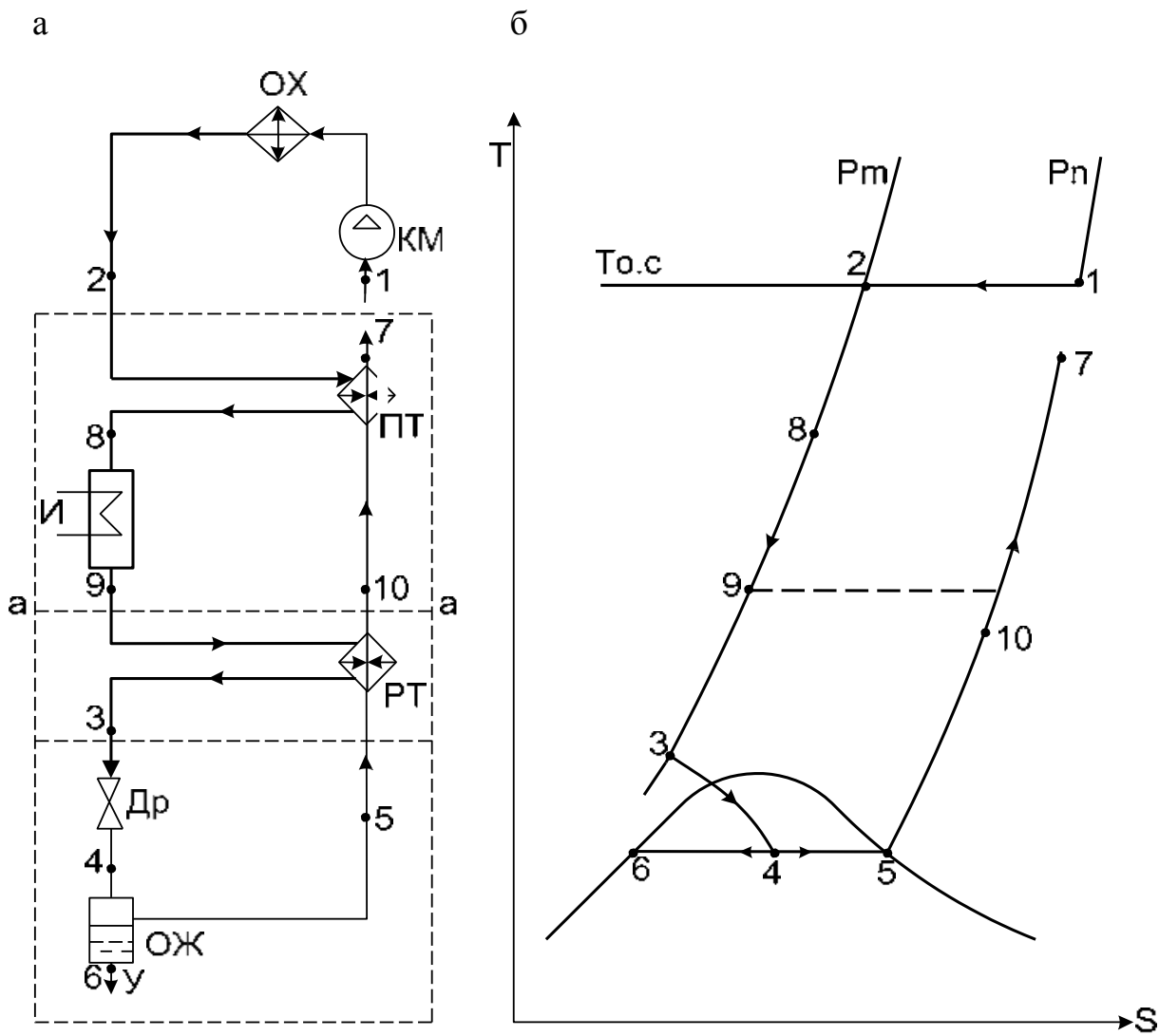


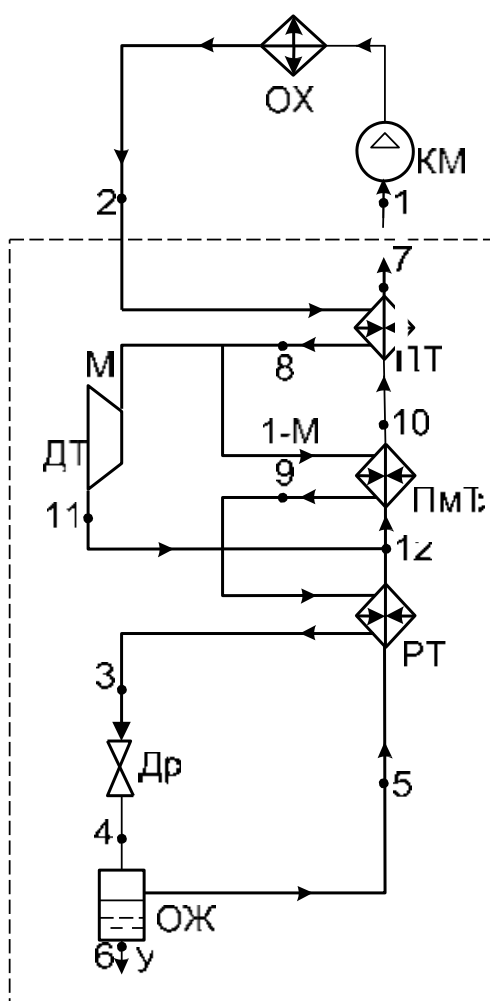
Рис. 7.2. Ожижитель Линде: а - схема ожижения воздуха ; б- T-S – диаграмма

При ожижении водорода и гелия их предварительно охлаждают до температуры, ниже 90 К и 20 К, соответственно (для исключения отрицательного дроссель-эффекта). В качестве хладагентов для предварительного охлаждения используются криоагенты с низкими T_c . При ожижении водорода применяется жидкий азот, а для гелия – предварительно ожиженный водород или неон.

9. Изучение схемы ожижителя Клода с внутренним охлаждением в ступени предварительного охлаждения

Дополнительное охлаждение ожижаемого газа в СПО можно проводить с применением внутреннего охлаждения при помощи детандеров. Преимуществом таких процессов является то, что в них может использоваться в качестве рабочего тела часть ожижаемого газа; отсутствие дополнительных хладагентов позволяет значительно упростить установку.

а



б

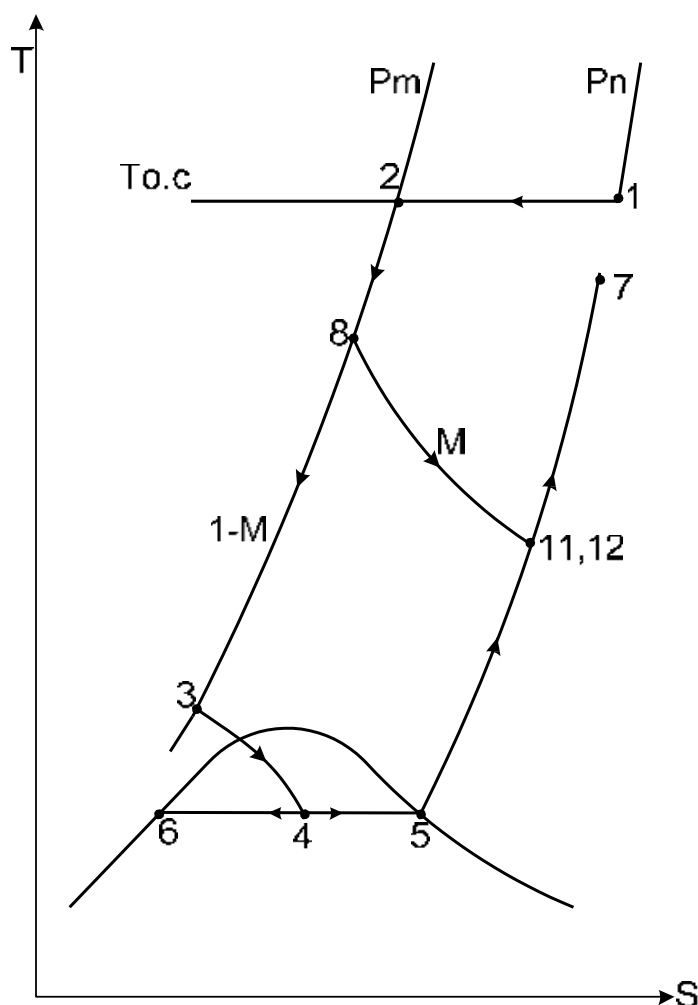


Рис. 7.3. Ожижитель Клода: а - схема ожижителя; б - T-S – диаграмма квазицикла

Схема и изображение процессов на T-S – диаграмме L – систем Клода приведены на рис. 7.3.

Сжатый газ после компрессора **КМ** и охладителя **ОХ** поступает в предварительный теплообменник **ПТ**, где охлаждается обратным потоком расширенного газа до температуры T_8 , после чего газ разделяется на два потока. Часть газа ($1 - M$) проходит через промежуточный теплообменник **ПмТ**, основной **РТ** и после охлаждения дросселируется до давления P_n . Полученная после дросселирования доля жидкости y выводится из отделителя жидкости **ОЖ**. Отвод некоторой части M прямого потока m в детандер **ДТ** позволяет охладить оставшееся $(1 - M)$ количество сжатого газа в теплообменниках **ПмТ** и **РТ** до более низких температур, чем в квазицикле Линде. Это приводит к уменьшению разности температур в этих теплообменниках.

Доля газа M , направляемого в **ДТ**, принимается возможно большей, но при условии, чтобы минимальная разность температур ΔT_{m-n} была не менее 3 – 4 К. В этом случае значение y будет наибольшим. Эксергетический КПД установки Клода

$$\eta_e = \frac{y \cdot (e_6 - e_1)}{(e_2 - e_1) / (\eta_{из.к} \cdot \eta_{эм.к}) - M \cdot h_{д} \cdot \eta_{эм.д}}, \quad (7.4)$$

достигает 30 %.

На практике находят применение также другие схемы квазициклов ожижения газов с внутренним охлаждением в **СПО** посредством детандера, например установки Гейландта и Капицы.

10. Изучение схемы ожижителя Капицы

При уменьшении давления сжатого газа P_m для получения оптимальных энергетических показателей необходимо снижать температуру газа T_8 перед детандером. Температуру можно снижать до тех пор, пока газ на выходе из детандера не достигнет состояния сухого насыщенного пара. Осуществление этого процесса стало возможным после разработки П.Л.Капицей турбодетандера нового типа, позволяющего получить в области близкой к кривой насыщения, КПД $\eta_{ад}=0,8-0,86$.

Схема квазицикла Капицы и его изображение в T-S-диаграмме показаны на рис.7.4.

Воздух сжимается в турбокомпрессоре до 0,5-0,7 МПа и после охлаждения в охладителе в состоянии точки 2 поступает в регенеративный теплообменник. После охлаждения газом обратного потока до температуры T_8 сжатый газ разделяется на две части. Первая в количестве 90 % всего газа M подается на расширение в турбодетандер. Другая часть $(1-M)$ воздуха через теплообменник-ожижитель **ТО**, где она конденсируется, поступает на дросселирование (точка 3). В этой системе, таким образом, неохлаждаемая часть **СПО** вообще отсутствует. Полученный после дросселирования жидкий воздух в количестве y отводится из отделителя жидкости, а оставшийся газ в состоянии сухого насыщенного пара вместе с газом, поступившим из турбодетандера, проходит

через теплообменники и после нагрева до температуры T_7 выводится в атмосферу.

Начиная с 50-х годов прошлого столетия процесс Капицы нашел широкое применение в технике для крупных и средних криогенных систем, особенно при разделении воздуха.

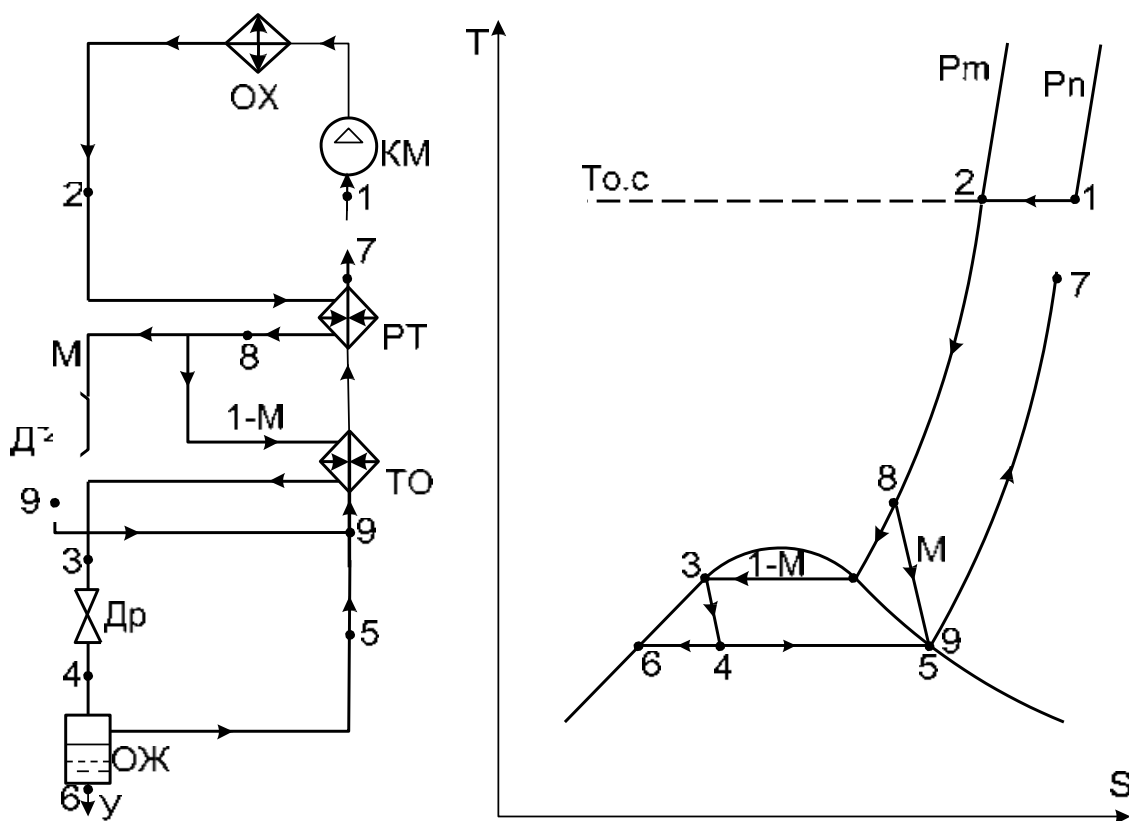


Рис.7.4. Квазицикл Капицы: а- схема; б- T-S- диаграмма квазицикла

В последнее время применяются ожижители, в которых используется COO с детандером, т.е. **L** – системы с охлаждаемыми **СПО** и ступенями Сименса. Замена ступени **L** Линде ступенью **L** Сименса сводится только к замене дроссельной COO на COO с детандером, что всегда повышает термодинамическую эффективность системы.

Наряду с ожижением газа стали более широко применяться в технике твердые криоагенты. Небольшие количества низкокипящих газов переводятся в твердое состояние обычно внешним охлаждением предварительно ожиженного газа в ванне с каким - либо жидким кипящим криоагентом. В качестве криоагента может использоваться другой газ (например, водород для замораживания азота), кипящий при температуре ниже точки затвердевания замораживаемого газа. Иногда в качестве хладоагента используется часть того же

ожиженного газа, который подвергается замораживанию путем испарения под вакуумом. Ожижение газов, нужных для процесса замораживания, осуществляется одним из способов, описанных выше.

Список рекомендуемой литературы

1. Соколов Е.Я., Бродянский В.М. Энергетические основы трансформации тепла и процессов охлаждения. М., Энергоиздат, 1981, 320 с.
2. Холодильные машины. Под общ. ред. И.А. Сакуна Л., Машиностроение, 1985, 510 с.
3. Тепловые и конструктивные расчёты холодильных машин. Под общ. ред. И.А. Сакуна Л., Машиностроение, 1987, 423 с.
4. Богданов С.И., Иванов О.П., Куприянова А.В. Холодильная техника. Свойства веществ. Справочник. М., Агропромиздат, 1985, 208 с.
5. Курылев Е.С., Герасимов Н.А. Холодильные установки. Л., Машиностроение, 1980, 622 с.
6. Тепловые и конструктивные расчёты холодильных машин. Под ред. Н.Н. Кошкина. Л., Машиностроение, 1976, 460 с.
7. Розенфельд Л.М. Ткачёв А.Г. Холодильные машины и аппараты. М., Госторгиздат, 1960, 656 с.
8. Холодильные машины. Справочник. Под ред. А.В. Быкова. М., Лёгкая и пищевая промышленность, 1982, 223 с.
9. Варгафтик Н.Б. Справочник по теплофизическим свойствам газов и жидкостей. М., Наука, 1972, 720 с.
10. Бадылькес И.С., Данилов В.Л. Абсорбционные холодильные машины. М., Пищевая промышленность, 1966, 356 с.
11. Холодильные компрессоры. Справочник. Под ред. А.В. Быкова. М., Лёгкая и пищевая промышленность, 1981, 280 с.
12. Холодильные машины. Справочник. Под ред. А.В. Быкова. М. Лёгкая и пищевая промышленность, 1982, 224 с.

Учебное издание

Эстрин Игорь Арнольдович

ТРАНСФОРМАЦИЯ ТЕПЛОТЫ

Печатается в авторской редакции

Технический редактор Н.С. Федорова

Подписано в печать 30.11.17. Формат 60×84/16.

Бумага газетная. Ризография. Усл. печ. л. 1,63.

Тираж экз. Изд. № 90876. Заказ .

Редакционно-издательский центр ФГБОУ ВО РГУПС.

Адрес университета: 344038, г. Ростов н/Д, пл. Ростовского Стрелкового
Полка Народного Ополчения, д. 2.