

## Глава 13. Холодильные циклы

13.1. Обратные тепловые циклы и процессы . Холодильные установки

13.2. Цикл воздушной холодильной установки

13.3. Цикл парокомпрессионной холодильной установки

13.4. Цикл пароэжекторной холодильной установки

13.5. Понятие о цикле абсорбционной холодильной установки

13.6. Цикл термоэлектрической холодильной установки

13.7. Принцип работы теплового насоса

13.8. Методы сжижения газов

**13.1. Обратные тепловые циклы и процессы.  
Холодильные установки**

Охлаждение тел до температуры ниже температуры окружающей среды осуществляется с помощью холодильных установок, работающих по обратному тепловому циклу (рис. 13.1).

Понятие об обратном цикле было введено ранее, в гл. 2 и 3. Напомним, что обратным называют цикл, в котором работа сжатия превышает работу расширения и за счет подведенной работы теплота передается от холодного источника к горячему.

Условимся в дальнейшем при анализе холодильных циклов применять те же обозначения, что и для тепловых двигателей; теплоту, отбираемую из холодного источника, будем обозначать  $Q_2$ , теплоту, отдаваемую горячему источнику,  $Q_1$ , а работу, подводимую в цикле,  $L_{\text{ц}}$  (соответственно на 1 кг рабочего тела  $q_2$ ,  $q_1$  и  $l_{\text{ц}}$ ).

Очевидно, что

$$q_1 = q_2 + l_{\text{ц}}, \quad (13.1)$$

т.е. горячему источнику в обратном процессе передается теплота, равная сумме теплоты  $q_2$ , отбираемой из холодного источника, и теплоты, эквивалентной подводимой в цикле работе  $l_{\text{ц}}$ .

Если между двумя источниками теплоты — горячим и холодным — одновременно одна машина осуществляет прямой цикл, а другая — обратный, то в том случае, если все процессы в обеих машинах происходят обратимо, работа  $L_{\text{ц}}$ , производимая в прямом цикле при переходе теплоты из горячего источника к холодному, будет равна работе, затрачиваемой в обратном цикле для осуществления процесса переноса теплоты из холодного источника к горячему. Если же процессы в этих машинах сопровождаются необратимыми потерями, то работа, производимая в прямом цикле при отборе из горячего источника теплоты  $q_1$ , будет меньше работы, которую необходимо затратить в обратном цикле для того, чтобы передать такое же количество теплоты  $q_1$  горячему источнику.

Подобно теплосиловой установке холодильная установка включает в себя устройство для сжатия рабочего тела (компрессор или насос) и устройство, в котором происходит расширение рабочего тела (рабочие тела холодильных установок называют хладагентами); расширение рабочего тела может происходить с совершением полезной работы (в поршневой машине или турбомашине) и без совершения ее, т.е. принципиально необратимо (посредством дросселирования)<sup>1)</sup>. Машины, применяемые в холодильных установках для охлаждения рабочего тела (хладагента) в процессе его расширения с совершением работы, называют детандерами. Из рассмотрения  $T, s$ -диаграммы следует, что при расширении от давления  $p_1$  до давления  $p_2$  наибольшее понижение температуры будет достигнуто в том случае, когда расширение происходит по

<sup>1)</sup> Применение принципиально необратимого способа расширения рабочего тела (без отдачи полезной работы) коренным образом отличает схему холодильной установки от схемы теплосиловой установки, где необратимость играет лишь сопутствующую и отрицательную роль.

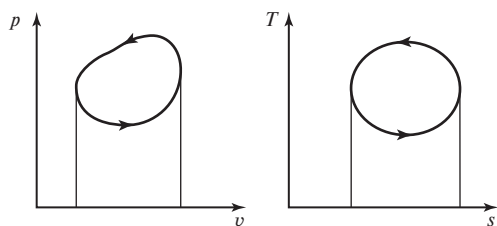


Рис. 13.1

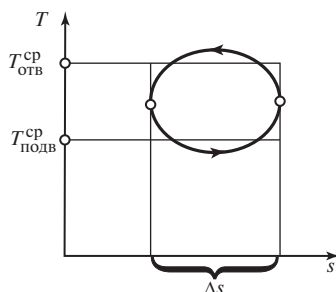


Рис. 13.2

изоэнтропе. Поэтому детандеры снабжаются тщательной теплоизоляцией, с тем чтобы процесс расширения был по возможности близок к адиабатному. Детандеры подразделяются на поршневые и турбинные (турбодетандеры). Принципиальная схема поршневого детандера сходна со схемой поршневого двигателя, а схема турбодетандера — со схемой турбины.

Для характеристики эффективности цикла холодильной установки применяется так называемый холодильный коэффициент  $\varepsilon$ , определяемый следующим образом:

$$\varepsilon = \frac{q_1}{l_{\text{ц}}}. \quad (13.2)$$

или с учетом (13.1)

$$\varepsilon = \frac{q_2}{q_1 - q_2}. \quad (13.2a)$$

Если воспользоваться введенным в гл. 9 понятием о средних температурах подвода и отвода теплоты в цикле, то можно записать:

$$q_2 = T_{\text{подв}}^{\text{cp}} \Delta s; \quad q_1 = T_{\text{отв}}^{\text{cp}} \Delta s;$$

здесь  $T_{\text{подв}}^{\text{cp}}$  — средняя температура подвода теплоты к хладагенту от холодного источника;  $T_{\text{отв}}^{\text{cp}}$  — средняя температура отвода теплоты от хладагента к горячему источнику;  $\Delta s$  — изменение энтропии между крайними точками цикла (рис. 13.2). С учетом этих соотношений уравнение (13.2a) может быть представлено в виде

$$\varepsilon = \frac{T_{\text{подв}}^{\text{cp}}}{T_{\text{отв}}^{\text{cp}} - T_{\text{подв}}^{\text{cp}}}. \quad (13.3)$$

Чем выше значение  $\varepsilon$ , тем более эффективен цикл холодильной установки: чем выше  $\varepsilon$ , тем меньшую работу  $l_{\text{ц}}$  нужно затратить, чтобы отвести от охлаждаемого тела (холодный источник) одно и то же количество теплоты  $q_2$ . Подобно термическому КПД, понятие холодильного коэффициента мы будем применять для анализа лишь обратимых холодильных циклов.

Для холодильных циклов, не использующих существенно необратимых процессов, таких как дросселирование, нетрудно найти соотношение, связывающее термический КПД  $\eta_{\text{т}}$ , являющийся характеристикой прямого теплового цикла, с холодильным

коэффициентом  $\varepsilon$ , характеризующим обратный тепловой цикл: заменяя в уравнении (13.2)  $l_{ц}$  с помощью соотношения

$$l_{ц} = q_1 \eta_{т},$$

а  $q_2/q_1$  — с помощью соотношения

$$\eta_{т} = 1 - \frac{q_2}{q_1},$$

получаем:

$$\varepsilon = \frac{1}{\eta_{т}} - 1. \quad (13.4)$$

Одной из основных характеристик теплосиловых установок является мощность установки. Холодильные установки характеризуются *холодопроизводительностью* — количеством теплоты, отбираемой от охлаждаемого объекта в единицу времени. Обычно холодопроизводительность измеряется в кДж/ч (или в Вт).

В гл. 3 был рассмотрен цикл идеальной холодильной установки, в которой осуществляется обратный обратимый цикл Карно. В этом цикле, осуществляемом между горячим источником с температурой  $T_{гор. ист}$  и холодным источником с температурой  $T_{хол. ист}$ , сжатый хладагент (газ или пар), состояние которого на  $T, s$ -диаграмме (рис. 13.3) изображается точкой 1, обратимо расширяется по адиабате 1-2, производя работу (например, перемещая поршень). Температура хладагента в процессе адиабатного расширения понижается от  $T_1$  до  $T_2$ . Адиабатное расширение хладагента производится до тех пор, пока его температура не станет равна величине  $T_2$ , которая на бесконечно малую величину  $dT$  меньше, чем температура  $T_{хол. ист}$ :

$$T_2 = T_{хол. ист} - dT.$$

Затем осуществляется изотермическое расширение хладагента (по изотерме  $T_2 = const$ ) 2-3, в процессе которого к хладагенту подводится от холодного источника теплота

$$q_2 = T_2(s_3 - s_2). \quad (13.5)$$

По достижении точки 3 осуществляется адиабатное сжатие хладагента от температуры  $T_2$  до температуры  $T_1$ . Температура  $T_1$  определяется соотношением

$$T_1 = T_{гор. ист} + dT.$$

Затем осуществляется изотермический ( $T_1 = const$ ) процесс отвода теплоты от хладагента к верхнему источнику теплоты:

$$q_1 = T_1(s_4 - s_1). \quad (13.6)$$

За счет отвода теплоты удельный объем хладагента уменьшается, и хладагент возвращается в исходное состояние 1. Цикл замыкается.

С учетом того, что  $s_1 = s_2$  и  $s_3 = s_4$ , из уравнений (13.5) и (13.6) получаем:

$$l_{ц} = q_1 - q_2 = (T_1 - T_2)(s_3 - s_2); \quad (13.7)$$

далее с учетом соотношений (13.4) и (13.7) из (13.2) получаем для обратного холодильного цикла Карно:

$$\varepsilon = \frac{T_2}{T_1 - T_2}. \quad (13.8)$$

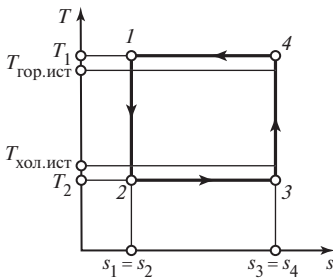


Рис. 13.3

Нетрудно показать (применяя методы, использованные в гл. 3 для анализа циклов тепловых двигателей), что обратимый холодильный цикл Карно является наиболее эффективным из всех холодильных циклов, осуществляемых в заданном интервале постоянных температур.

Естественно, что, так же как и в случае теплосиловых циклов, циклы реальных холодильных установок отличаются от цикла Карно. Циклы холодильных установок, осуществляемые по различным схемам, будут рассмотрены ниже.

Анализ потерь, обусловленных необратимостью реальных циклов холодильных установок<sup>1)</sup>, может быть выполнен методами, подробно рассмотренными в гл. 9 и § 11.3.

Холодильные установки по виду хладагентов делятся на две основные группы:

- 1) газовые (в частности, воздушные) холодильные установки, в которых хладагент — воздух — находится в состоянии, далеком от линии насыщения;
- 2) паровые холодильные установки, в которых в качестве хладагентов используются пары различных веществ.

Паровые холодильные установки подразделяются на парокompрессионные, парожеткторные и абсорбционные.

Отдельную группу составляют термоэлектрические холодильные установки, принцип действия которых основан на использовании уже рассматривавшегося нами эффекта Пельтье, а также установки, основанные на термомагнитном эффекте Эттингсхаузена. В холодильных установках этого типа хладагент отсутствует. (Холодильные установки, работающие при температурах ниже 120 К, принято называть криогенными установками.)

К холодильным установкам относятся и устройства для получения предельно низких температур методом, например, адиабатного размагничивания парамагнитных солей.

Рассмотрим циклы холодильных установок основных типов.

к оглавлению Главы 13

### 13.2. Цикл воздушной холодильной установки

Воздушная холодильная установка была одним из первых типов холодильных установок, примененных на практике.

Схема воздушной холодильной установки представлена на рис. 13.4. Хладагент (воздух) расширяется в детандере 1 от давления  $p_1$  до давления  $p_2$ , совершая работу, отдаваемую детандером внешнему потребителю (например, производя электроэнергию с помощью соединенного с детандером электрогенератора). Воздух, охлажденный в результате процесса адиабатного расширения в детандере от температуры  $T_1$  до температуры  $T_2$ , поступает в охлаждаемый объем 2, из которого он отбирает теплоту. Процесс передачи теплоты от охлаждаемого объема к воздуху происходит при постоянном давлении воздуха ( $p_2 = \text{const}$ ). Отвод теплоты из охлаждаемого объема возможен только в том случае, если температура воздуха в течение всего изобарного процесса отбора теплоты будет меньше, чем температура охлаждаемого объема. В принципе температура воздуха на выходе из охлаждаемого объема  $T_3$  может сравняться с температурой охлаждаемых тел; на практике же она всегда немного ниже этой температуры. По выходе из охлаждаемого объема

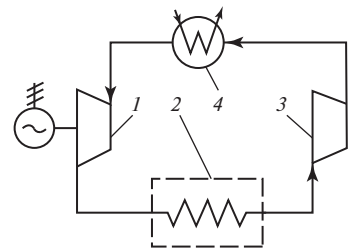


Рис. 13.4

<sup>1)</sup> Холодильный коэффициент реального цикла называют действительным холодильным коэффициентом.

воздух направляется в компрессор<sup>1)</sup> 3, где его давление повышается от  $p_2$  до  $p_1$  (при этом температура воздуха возрастает от  $T_3$  до  $T_4$ ). Сжатый компрессором воздух поступает в охладитель 4. Охладитель представляет собой теплообменник поверхностного типа, в котором температура воздуха снижается вследствие отдачи теплоты охлаждающей воде, циркулирующей через охладитель. В принципе температура воздуха на выходе из охладителя  $T_1$  может быть сделана сколь угодно близкой к температуре охлаждающей воды, однако на практике температура воздуха всегда несколько выше температуры охлаждающей воды. Процесс в охладителе происходит при постоянном давлении воздуха ( $p_1 = \text{const}$ ).

Цикл воздушной холодильной установки в  $p, v$ -диаграмме изображен на рис. 13.5. Здесь 1-2 — адиабатный процесс расширения воздуха в детандере; 2-3 — изобарный процесс отвода теплоты из охлаждаемого объема; 3-4 — процесс сжатия в компрессоре; 4-1 — изобарный процесс охлаждения воздуха в охладителе. В этой диаграмме 3-4-1 — линия сжатия воздуха, а 1-2-3 — линия расширения. Работа, затрачиваемая на привод компрессора, изображается площадью  $m$ -4-3- $n$ - $m$ , а работа, производимая воздухом в детандере, — площадью  $m$ -1-2- $n$ - $m$ . Следовательно, работа  $l_{\text{ц}}$ , затрачиваемая в цикле воздушной холодильной установки, изображается площадью 1-2-3-4-1.

Процесс в компрессоре может осуществляться либо по адиабате, либо по изотерме, либо по политропе с показателем  $1 < n < k$ . При одном и том же отношении давлений  $p_1/p_2$  наибольшее увеличение температуры газа в компрессоре имеет место при адиабатном сжатии. Теплоотвод от воздуха интенсифицируется при увеличении температурного перепада между воздухом и водой. Однако при заданной температуре охлаждающей воды увеличение температуры воздуха влечет за собой увеличение затраты работы.

Цикл этой холодильной установки в  $T, s$ -диаграмме представлен на рис. 13.6. В этой диаграмме 1-2 — процесс адиабатного расширения воздуха в детандере; 2-3 — изобарный процесс в охлаждаемом объеме; 3-4 — процесс адиабатного сжатия воздуха в компрессоре и 4-1 — изобарный процесс в охладителе. Как видно из  $T, s$ -диаграммы, цикл воздушной холодильной машины можно рассматривать как обращенный цикл газотурбинной установки со сгоранием при  $p = \text{const}$  и адиабатным сжатием воздуха в компрессоре (см. § 10.2).

В  $T, s$ -диаграмме на рис. 13.6 теплота  $q_2$ , отводимая из охлаждаемого объема, изображается площадью  $a$ -2-3- $b$ - $a$ ; работа, затрачиваемая в цикле  $l_{\text{ц}}$ , — площадью 1-2-3-4-1 и теплота, отдаваемая охладителю,  $q_1$  — площадью 1- $a$ - $b$ -4-1.

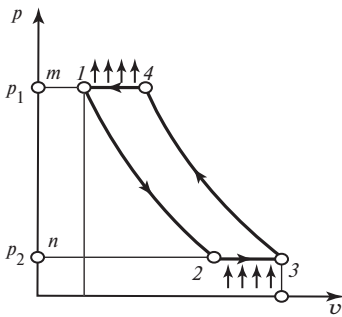


Рис. 13.5

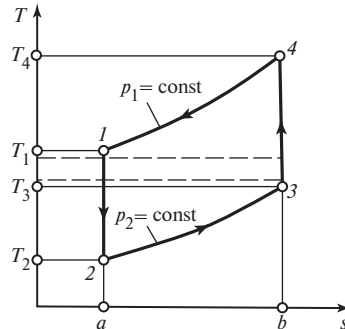


Рис. 13.6

<sup>1)</sup> Применяются в основном турбокомпрессоры.

Давление воздуха в воздушных холодильных установках обычно невелико (как правило, не выше 500 кПа, т.е.  $\approx 5 \text{ кгс/см}^2$ ). С помощью воздушных холодильных установок температура в охлаждаемом объеме может поддерживаться в широком диапазоне. Поэтому при расчетах циклов воздушных холодильных установок воздух в общем случае следует рассматривать как реальный газ. Однако в тех случаях, когда температура в охлаждаемом объеме значительно выше критической температуры воздуха (последняя равна  $-140,7^\circ\text{C}$ , или  $132,5 \text{ K}$ ), воздух можно считать идеальным газом с постоянной теплоемкостью.

Теплота  $q_2$ , отбираемая воздухом из охлаждаемого объема (холодного источника) в изобарном процессе 2-3, равна

$$q_2 = h_3 - h_2, \quad (13.9)$$

а теплота  $q_1$ , отдаваемая воздухом охлаждающей воде в охладителе (горячему источнику) в изобарном процессе 4-1, равна:

$$q_1 = h_4 - h_1. \quad (13.10)$$

Считая воздух идеальным газом с постоянной теплоемкостью, получаем из (13.9) и (13.10):

$$\begin{aligned} q_2 &= c_p(T_3 - T_2); \\ q_1 &= c_p(T_4 - T_1). \end{aligned}$$

Подставляя эти значения  $q_2$  и  $q_1$  в уравнение (13.2а), получаем следующее выражение для холодильного коэффициента цикла воздушной холодильной установки:

$$\varepsilon = \frac{T_3 - T_2}{(T_4 - T_1) - (T_3 - T_2)}, \quad (13.11)$$

или, что то же самое,

$$\varepsilon = \frac{1}{\frac{T_4 - T_1}{T_3 - T_2} - 1}. \quad (13.11a)$$

В соответствии с уравнением (7.61) имеем для адиабатного процесса 3-4:

$$\frac{T_4}{T_3} = \left(\frac{p_4}{p_3}\right)^{\frac{k-1}{k}} \quad (13.12)$$

и аналогично для адиабатного процесса 1-2

$$\frac{T_1}{T_2} = \left(\frac{p_1}{p_2}\right)^{\frac{k-1}{k}}. \quad (13.13)$$

Поскольку для изобарных процессов 4-1 и 2-3  $p_1 = p_4$  и  $p_2 = p_3$ , то из (13.12) и (13.13) очевидно, что

$$\frac{T_4}{T_3} = \frac{T_1}{T_2}. \quad (13.14)$$

С учетом этого соотношения нетрудно показать, что

$$\frac{T_4 - T_1}{T_3 - T_2} = \frac{T_1}{T_2}. \quad (13.15)$$

Подставляя (13.15) в (13.11а), получаем:

$$\varepsilon = \frac{1}{\frac{T_1}{T_2} - 1}, \quad (13.16)$$

или, что то же самое,

$$\varepsilon = \frac{T_2}{T_1 - T_2}. \quad (13.16a)$$

Заменяя в (13.16)  $T_1/T_2$  с помощью уравнения (13.13), получаем выражение для холодильного коэффициента цикла воздушной холодильной установки в виде

$$\varepsilon = \frac{1}{\left(\frac{p_1}{p_2}\right)^{\frac{k-1}{k}} - 1}. \quad (13.17)$$

По внешнему виду уравнение (13.16а) совпадает с уравнением (13.8) для холодильного коэффициента обратного цикла Карно. Однако это сходство чисто внешнее: в обратном цикле Карно  $T_2$  — это температура, равная в пределе температуре охлаждаемого объема (обозначим ее  $T_{II}$ ), тогда как в цикле воздушной холодильной машины  $T_2$  значительно ниже, чем  $T_{II}$  (в этом цикле температура  $T_{II}$  равна в пределе температуре  $T_3$ ). Отсюда следует, что при одном и том же значении  $T_1$  холодильный коэффициент обратного цикла Карно выше холодильного коэффициента цикла воздушной холодильной машины. Это видно из  $T, s$ -диаграммы на рис. 13.7, на которой изображены осуществляемые в одном и том же интервале температур от  $T_1$  (так мы обозначим температуру охлаждающей воды, т.е. горячего источника) до  $T_{II}$  обратный цикл Карно ( $1-2k-3-3k-1$ ) и цикл воздушной холодильной установки ( $1-2-3-4-1$ ). Как видно из этой диаграммы, в цикле воздушной холодильной установки отбирается меньше теплоты, чем в обратном цикле Карно (соответственно площади  $a-2-3-b-a$  и  $a-2k-3-b-a$  на рис. 13.7), а работа, затрачиваемая в цикле воздушной холодильной установки (площадь  $1-2-3-4-1$ ), больше, чем в обратном цикле Карно (площадь  $1-2k-3-3k-1$ ). Следует заметить, что отличие значения  $\varepsilon$  цикла воздушной холодильной установки от  $\varepsilon$  обратного цикла Карно весьма значительно. Рассмотрим, например, эти холодильные циклы, осуществляемые в интервале температур от  $T_1 = 20^\circ\text{C}$  до  $T_{II} = -5^\circ\text{C}$ . Будем считать при этом, что в цикле воздушной холодильной машины  $p_1 = 390$  кПа и  $p_2 = 98$  кПа. И в цикле Карно, и в цикле воздушной холодильной установки примем  $T_1 = T_1 = 20^\circ\text{C}$  (293,15 К). Очевидно, что в обратном цикле Карно  $T_2 = T_{II} = -5^\circ\text{C}$  (268,15 К), а в цикле воздушной холодильной установки в соответствии с (13.13)

$$T_2 = T_1 \left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{k-1}{k}}.$$

Принимая значение показателя адиабаты для воздуха, как и прежде, равным  $k = 1,40$  и подставляя сюда принятые значения  $T_1, p_1$  и  $p_2$ , получаем  $T_2 = 204$  К. Тогда в соответствии с уравнением (13.8) для обратного цикла Карно получаем:

$$\varepsilon = \frac{268,15}{293,15 - 268,15} = 10,7,$$



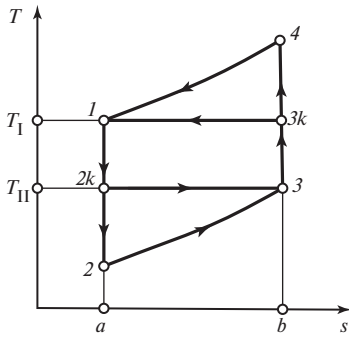


Рис. 13.7

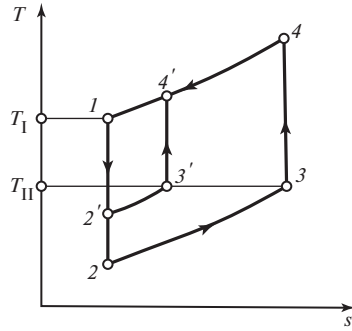


Рис. 13.8

а по уравнению (13.16а) для цикла воздушной холодильной машины

$$\varepsilon = \frac{204}{293,15 - 204} = 2,29,$$

т.е. в 4,68 раза меньше, чем в обратном цикле Карно.

Следовательно, при одной и той же затрате работы воздушная холодильная установка имеет значительно меньшую холодопроизводительность, чем установка, в которой осуществляется обратный цикл Карно. Поэтому воздушные холодильные установки требуют больших расходов воздуха.

Недостатки, присущие циклу газовой холодильной установки, определяются тем, что процессы отбора теплоты из охлаждаемого объема и отдачи воздухом теплоты в охладителе осуществляются не по изотерме, а по изобаре; в этом случае средняя температура отвода теплоты в цикле  $T_{отв}^{cp}$  оказывается выше  $T_I$ , а средняя температура подвода теплоты  $T_{подв}^{cp}$  — ниже  $T_{II}$ . Очевидно, что в цикле воздушной холодильной установки величины  $T_{отв}^{cp}$  и  $T_{подв}^{cp}$  будут тем ближе соответственно к  $T_I$  и  $T_{II}$ , чем «уже» цикл в  $T, s$ -диаграмме, т.е. чем меньше переохлажден воздух, выходящий из детандера, по сравнению с охлаждаемым объемом, [иными словами, чем меньше разность  $T_{II} - T_2$  (рис. 13.8)]. На  $T, s$ -диаграмме рис. 13.8 изображены два цикла воздушной холодильной установки:  $1-2-3-4-1$  и  $1-2'-3'-4'-1$ , осуществляемые в одном и том же интервале температур (между  $T_I$  и  $T_{II}$ ). Из этой диаграммы очевидно, что величины  $T_{отв}^{cp}$  и  $T_{подв}^{cp}$  в более «узком» цикле  $1-2'-3'-4'-1$  ближе соответственно к  $T_I$  и  $T_{II}$ , чем в «широком» цикле  $1-2-3-4-1$ .

Следовательно, чем «уже» цикл, тем в соответствии с уравнением (13.3) выше значение холодильного коэффициента  $\varepsilon$ . Следует, однако, иметь в виду, что «сужение» цикла (т.е. уменьшение разности  $T_{II} - T_2$ ) приводит, как видно из  $T, s$ -диаграммы на рис. 13.8, к тому, что уменьшается количество теплоты  $q_2$ , отбираемой из охлаждаемого объема за один цикл. Таким образом, хотя холодильный цикл и становится теоретически более эффективным, но для обеспечения прежней (как в цикле  $1-2-3-4-1$ ) холодопроизводительности необходимо увеличить расход воздуха в контуре установки. Кроме того, необратимость реальных процессов адиабатического сжатия и расширения в реальной установке оказывает значительно большее отрицательное влияние на «узкий» цикл.

Воздушные холодильные установки с поршневым компрессором были распространены во второй половине XIX в., однако уже с начала XX в. они практически перестали применяться в промышленности из-за их малой экономичности. В настоящее время широко применяются установки с турбокомпрессорами и с регенерацией, благодаря чему возрастает экономичность воздушных холодильных установок и расширяется область их применения.

### 13.3. Цикл парокомпрессионной холодильной установки

Осуществить в холодильной установке подвод и отвод теплоты по изотермам удается в том случае, если в качестве хладагента используется влажный пар какой-либо легкокипящей жидкости, т.е. жидкости, у которой температура кипения при атмосферном давлении меньше температуры окружающей среды ( $t_s \leq 20^\circ\text{C}$ ). В этом смысле подобный цикл напоминает теплосиловой цикл Ренкина, осуществляемый во влажном паре также с целью обеспечения изотермических процессов подвода и отвода теплоты.

Схема холодильной установки, осуществляющей цикл с влажным паром, представлена на рис. 13.9, а цикл в  $T, s$ -диаграмме изображен на рис. 13.10.

Сжатый в компрессоре 3 до давления  $p_1$  влажный пар поступает в охладитель (конденсатор) 4, где за счет отдачи теплоты охлаждающей воде происходит конденсация пара. Процесс конденсации происходит по изобаре-изотерме  $4-1$ , так что из конденсатора выходит жидкость в состоянии насыщения, соответствующем точке 1 на  $T, s$ -диаграмме. В случае, когда процесс отвода теплоты происходит по изотерме, разность температур конденсирующегося пара и охлаждающей воды может быть весьма малой.

Казалось бы, что далее жидкий хладагент должен быть направлен в детандер. Однако создание детандера, в котором расширяется и совершает работу не газ и даже не пар, а насыщенная жидкость, представляет собой трудную задачу. Поэтому в холодильных установках, использующих в качестве хладагентов влажные пары легкокипящих жидкостей, как правило, детандеры не применяются и вместо процесса расширения с отдачей внешней работы используется процесс расширения без отдачи внешней работы, т.е. процесс дросселирования, рассмотренный в § 7.6. Напомним, что, как показано в § 7.6, в двухфазной области всюду  $\alpha_h^{\text{дф}} > 0$ , т.е. дросселирование влажного пара всегда происходит с понижением температуры. Процесс адиабатного дросселирования сопровождается ростом энтропии дросселируемого вещества; энтальпия вещества в результате адиабатного дросселирования не изменяется.

Жидкость при давлении  $p_1$  и температуре  $T_1$  (точка 1 на  $T, s$ -диаграмме, см. рис. 13.10) направляется в дроссельный (или, как иногда говорят, редукционный) вентиль 1 (см. рис. 13.9), где она дросселируется до давления  $p_2$ . Из редукционного вентиля выходит влажный пар при температуре  $T_2$  и с малой степенью сухости. Необратимый процесс дросселирования в редукционном вентиле изображен в  $T, s$ -диаграмме линией 1-2 (напомним, что, строго говоря, необратимые процессы не могут быть изображены в диаграммах состоя-

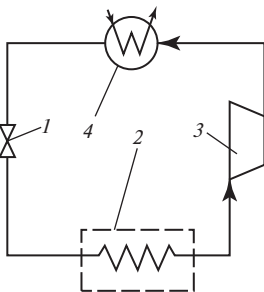


Рис. 13.9

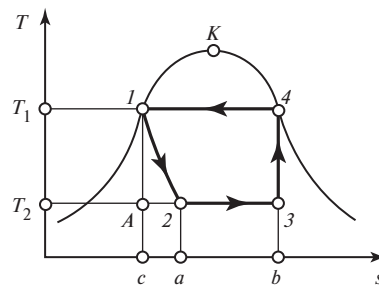


Рис. 13.10

ния, изображение линии расширения при дросселировании в  $T, s$ -диаграмме является условным).

По выходе из редукционного вентиля влажный пар направляется в помещенный в охлаждаемом объеме испаритель 2 (рис. 13.9), где за счет теплоты, отбираемой от охлаждаемых тел, содержащаяся во влажном паре жидкость испаряется; степень сухости влажного пара при этом возрастает. Изобарно-изотермический процесс подвода теплоты к хладагенту в испарителе от охлаждаемого объема изображается в  $T, s$ -диаграмме на рис. 13.10 линией 2-3. Давление  $p_2$  выбирается таким образом, чтобы соответствующая этому давлению температура насыщения была несколько ниже температуры охлаждаемого объема. В отличие от детандера редукционный вентиль позволяет осуществлять плавное регулирование температуры в охлаждаемом объеме посредством изменения степени открытия редукционного вентиля, обуславливающей давление и температуру влажного пара в испарителе.

Из испарителя пар высокой степени сухости направляется в компрессор, где он адиабатно сжимается от давления  $p_2$  до давления  $p_1$ . В процессе адиабатного сжатия [линия 3-4 в  $T, s$ -диаграмме (см. рис. 13.10)] степень сухости пара возрастает, так что из компрессора выходит сухой насыщенный пар. Обычно пар после охлаждаемого объема сепарируется, в результате чего влага отделяется и в компрессор поступает сухой насыщенный пар; это приводит к повышению внутреннего относительного КПД компрессора. Заметим, что в разных режимах работы установки возможны случаи, когда состояние пара, выходящего из компрессора, может оказаться как в области насыщения, так и в области перегрева (рис. 13.11). Затем пар направляется в конденсатор 4, и цикл замыкается.

Такого рода установка называется парокомпрессионной, так как в ней сжатие влажного пара осуществляется с помощью компрессора. Рассмотренный цикл отличается от обратного цикла Карно только тем, что охлаждение хладагента от температуры  $T_1$  до температуры  $T_2$  вместо обратимой адиабаты расширения в детандере ( $1-A$  в  $T, s$ -диаграмме на рис. 13.10) происходит по необратимой адиабате расширения в дроссельном вентиле  $1-2$ . Необратимость процесса дросселирования приводит к некоторому уменьшению холодопроизводительности цикла по сравнению с обратным циклом Карно. В самом деле, из рис. 13.10 видно, что количество теплоты  $q_2$ , отбираемой от холодного источника (охлаждаемого объема) в цикле парокомпрессионной холодильной установки, изображается площадью  $a-2-3-b-a$ , тогда как количество теплоты  $q_2$ , отбираемой в обратном цикле Карно, осуществляемом в тех же интервалах температур и энтропии, изображается большей площадью  $c-A-3-b-c$ .

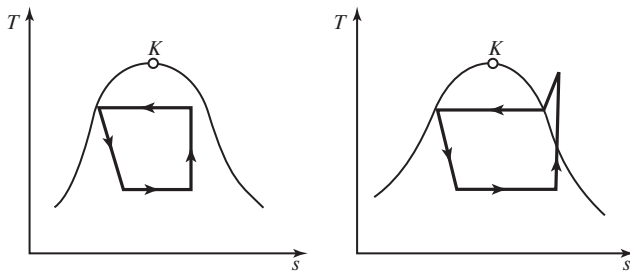


Рис. 13.11

В рассматриваемом цикле парокомпрессионной холодильной установки работа, затрачиваемая на привод компрессора, осуществляющего адиабатное сжатие хладагента, равна:

$$l_k = h_4 - h_3; \quad (13.18)$$

поскольку расширение хладагента в этом цикле происходит без отдачи внешней работы (в процессе расширения  $h_1 = h_2$ ), очевидно, что работа, затрачиваемая в цикле, равна работе компрессора  $l_k$ , т.е. в соответствии с (13.18)

$$l_{\text{ц}} = h_4 - h_3. \quad (13.18a)$$

Теплота, подводимая к хладагенту в охлаждаемом объеме, равна:

$$q_2 = h_3 - h_2. \quad (13.19)$$

Подставляя эти значения  $l_{\text{ц}}$  и  $q_2$  в уравнение (13.2), получаем следующее выражение для холодильного коэффициента парокомпрессионного цикла:

$$\varepsilon = \frac{h_3 - h_2}{h_4 - h_3}. \quad (13.20)$$

Как показывают расчеты, значение  $\varepsilon$  цикла парокомпрессионной холодильной установки отличается от  $\varepsilon$  холодильного цикла Карно значительно меньше, чем  $\varepsilon$  цикла воздушной холодильной установки (численный пример приведен ниже). Таким образом, парокомпрессионная холодильная установка имеет по сравнению с воздушной холодильной установкой значительно более высокий холодильный коэффициент, а также обеспечивает большую холодопроизводительность. Следовательно, парокомпрессионная холодильная установка при малом температурном интервале термодинамически более совершенна, чем воздушная холодильная установка. При большом температурном интервале выгоднее окажется газовая холодильная установка.

Основные требования, предъявляемые к хладагентам парокомпрессионных установок, сводятся к тому, чтобы, во-первых, тот интервал температур, в котором осуществляется цикл (т.е. между  $T_1$  и  $T_2$ , см. рис. 13.10), лежал между критической и тройной точками этого вещества (т.е. чтобы в этом интервале температур мог существовать влажный пар); во-вторых, нужно, чтобы в этом интервале температур давление насыщенных паров хладагента было, с одной стороны, не слишком низким (это потребовало бы применения глубокого вакуума в установке и тем самым существенно усложнило бы ее), а с другой стороны, не слишком высоким (это тоже привело бы к усложнению установки).

Верхняя температура цикла парокомпрессионной холодильной установки  $T_1$  примерно одинакова для циклов, осуществляемых с различными веществами, поскольку она определяется значением температуры охлаждающей воды, поступающей в конденсатор. Так же как и в конденсаторах теплоэлектростанций, в конденсаторах холодильников температура охлаждающей воды может изменяться в пределах от 0 до 30 °С. В среднем в разного рода оценочных расчетах можно считать, что  $T_1 = 20$  °С, и в соответствии с этим значением принять верхнюю температуру цикла (т.е. температуру конденсации при верхнем давлении цикла  $p_4$ ) равной  $T_1 = T_1 + (5 \div 10)$  °С.

Нижняя температура цикла  $T_2$  задается заранее в зависимости от назначения холодильной установки. Парокомпрессионные холодильные установки применяются для получения и поддержания в охлаждаемом объеме температур от 0 до -120 °С, а иногда и ниже. Понятно, что при конструировании холодильной установки выбор хладагента определяется интервалом температур, в котором работает установка. Желательно, чтобы при нижней температуре цикла  $T_2$  дав-

ление насыщенных паров хладагента было близко к атмосферному; это позволило бы упростить установку, предъявляя к ней меньшие требования в отношении вакуумной плотности.

Из рис. 13.10 следует, что количество теплоты  $q_2$ , отбираемой из охлаждаемого объема за один цикл (площадь  $a-2-3-b-a$ ), тем больше, чем больше разность энтропий ( $s_3 - s_2$ ), поскольку

$$q_2 = T_2(s_3 - s_2); \quad (13.21)$$

разность ( $s_3 - s_2$ ) тем больше, чем «шире» цикл, т.е. чем больше разность энтропии ( $s_4 - s_1$ ), причем

$$s_4 - s_1 = \frac{r}{T_1}, \quad (13.22)$$

где  $r$  — теплота парообразования данного хладагента при температуре  $T_1$ . Отсюда следует, что при одном и том же расходе хладагента в установке холодопроизводительность цикла тем выше, чем больше теплота парообразования хладагента при верхней температуре цикла. Таким образом, величина  $r$  может служить одним из критериев для оценки хладагента.

Для парокомпрессионных холодильных установок было предложено много различных хладагентов. Рассмотрим наиболее широко применяемые хладагенты.

Отметим вначале, что для указанного интервала температур вода не может быть применена в качестве хладагента, поскольку, во-первых, температура тройной точки воды равна  $0,01^\circ\text{C}$  (и, следовательно, ниже этой температуры двухфазная смесь состоит не из пара и воды, а из пара и льда) и, во-вторых, давление насыщения воды при температурах даже выше тройной точки весьма мало (в тройной точке  $p_3 = 610,8 \text{ Па}$ , а при  $5^\circ\text{C}$  —  $871,8 \text{ Па}$ ). Поэтому водяной пар неприменим в холодильных установках, обеспечивающих  $T_2 < 3^\circ\text{C}$ .

На рис. 13.12 представлена зависимость давления насыщения различных хладагентов (в логарифмической шкале) от температуры в интервале температур от  $-100$  до  $+50^\circ\text{C}$ , а на рис. 13.13 — температурная зависимость теплоты парообразования хладагентов в том же интервале температур.

Как видно из графика на рис. 13.12, диоксид углерода, который был одним из первых хладагентов, примененных в холодильной технике, имеет при  $T_1 = 20^\circ\text{C}$  значительное давление насыщенных паров ( $5700 \text{ кПа}$ ), что приводит к усложнению

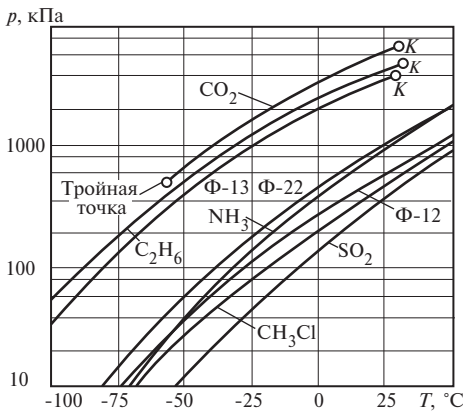


Рис. 13.12

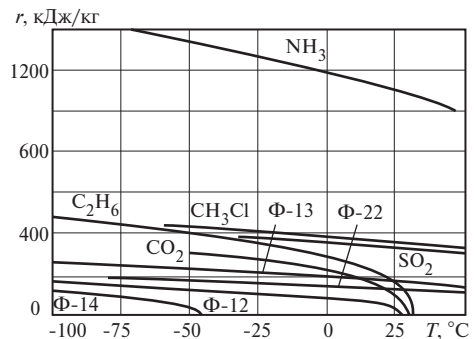


Рис. 13.13

холодильной аппаратуры, использующей этот хладагент; даже при  $T_2 = -30\text{ }^\circ\text{C}$  давление паров диоксида углерода составляет 1430 кПа.

Хорошим хладагентом является аммиак  $\text{NH}_3$ . При  $T_1 = 20\text{ }^\circ\text{C}$  давление насыщенных паров аммиака составляет 857 кПа, тогда как атмосферному давлению (98 кПа) соответствует температура насыщения, равная  $-34\text{ }^\circ\text{C}$ . Следовательно, создание аммиачной парокомпрессионной холодильной установки на температуры  $T_2 \geq -34\text{ }^\circ\text{C}$  не требует применения вакуума, что, естественно, значительно упрощает конструкцию установки. Следует отметить также, что, как видно из зависимости  $r = f(T)$ , представленной на рис. 13.13, по сравнению с любыми другими хладагентами аммиак имеет значительно большую теплоту парообразования и, следовательно, обеспечивает большую холодопроизводительность на 1 кг хладагента. Эти качества делают аммиак одним из лучших хладагентов, широко применяемых в промышленных холодильных установках. Недостатками аммиака являются его токсичность и коррозионная активность по отношению к цветным металлам, вследствие чего в бытовых холодильных установках аммиак не применяется.

Как видно из графика на рис. 13.12, неплохим хладагентом является хлористый метил ( $\text{CH}_3\text{Cl}$ ). В некоторых случаях в качестве хладагента используется этан ( $\text{C}_2\text{H}_6$ ); сернистый ангидрид ( $\text{SO}_2$ ) из-за высокой токсичности не применяется.

Большое распространение в качестве хладагентов получили так называемые фреоны — фторхлорпроизводные простейших предельных углеводородов (в основном метана). Отличительными качествами фреонов являются их химическая стойкость, нетоксичность, отсутствие взаимодействия с конструкционными материалами (при  $T < 200\text{ }^\circ\text{C}$ ). Температура кипения при атмосферном давлении для фреонов различных типов изменяется в широком интервале температур. Так, фреон-14 ( $\text{CF}_4$ ) при атмосферном давлении кипит при  $T = -128\text{ }^\circ\text{C}$ ; фреон-13 ( $\text{CClF}_3$ ) — при  $T = -82\text{ }^\circ\text{C}$ ; фреон-22 ( $\text{CHClF}_2$ ) — при  $T = -40,8\text{ }^\circ\text{C}$ ; фреон-12 ( $\text{CCl}_2\text{F}_2$ ) — при  $T = -29,8\text{ }^\circ\text{C}$ .

Интересно отметить, что появление хладагентов этого нового типа было вызвано именно потребностями промышленности, производившей холодильные установки — эти новые вещества были впервые синтезированы в 1928 г. американским химиком Т. Мидглеем, работавшим в одной из холодильных лабораторий. Они выгодно отличались от ряда прежних хладагентов тем, что не имели запаха, были нетоксичны и негорючи. Торговое название «фреон» хладагенты этой группы получили несколько позже.

Наиболее распространенным из фреонов является фреон-12, используемый, в частности, во многих бытовых холодильниках<sup>1)</sup>. По своим термодинамическим свойствам фреон-12 сходен с аммиаком, однако имеет меньшую, чем аммиак, теплоту парообразования.

В табл. 13.1 для иллюстрации свойств различных хладагентов представлены результаты расчета цикла парокомпрессионной холодильной установки с  $T_1 = 30\text{ }^\circ\text{C}$  и  $T_2 = -15\text{ }^\circ\text{C}$  при холодопроизводительности 14 000 кДж/ч. В этой таблице приведены значения давления насыщенных паров хладагентов при  $30\text{ }^\circ\text{C}$  и при  $-15\text{ }^\circ\text{C}$ , значения холодильного коэффициента цикла и расходы хладагента, необходимые для обеспечения заданной холодопроизводительности. В таблице приводится также отношение холодильного коэффициента цикла парокомпрес-

<sup>1)</sup> Бытовые холодильники, как правило, выполняются парокомпрессионными, с поршневым компрессором.

Таблица 13.1. Сравнение хладагентов

Хладагент	Давление насыщенных паров, кПа		Холодильный коэффициент $\varepsilon$	$\frac{\varepsilon}{\varepsilon^K}$	Расход хладагента, кг/ч
	при $T_2 = -15^\circ\text{C}$	при $T_1 = 30^\circ\text{C}$			
Любое вещество в цикле Карно	—	—	5,74	1	—
Диоксид углерода	2305	7163	2,56	0,447	96,0
Аммиак	236	1167	4,85	0,845	11,2
Фреон-12	182	744	4,72	0,823	106,8
Сернистый ангидрид	81	458	4,74	0,825	38,4
Хлористый метил	144	658	4,67	0,817	38,6
Пропан	289	1070	4,88	0,850	44,9

сионной холодильной установки к холодильному коэффициенту обратного цикла Карно, осуществляемого в том же интервале температур.

Как видно из этой таблицы, парокомпрессионный холодильный цикл обеспечивает значение  $\varepsilon$ , не слишком сильно отличающееся от значения обратного цикла Карно (по сравнению с воздушным холодильным циклом). Единственным исключением, как видно из таблицы, является цикл с парами диоксида углерода. Сравнительно низкое значение  $\varepsilon$  в холодильном цикле с диоксидом углерода объясняется тем, что, поскольку температура  $T_1$ , равная  $30^\circ\text{C}$ , близка к критической температуре диоксида углерода ( $31,0^\circ\text{C}$ ), теплота конденсации при этой температуре весьма мала, цикл «узок» и, следовательно, резко возрастает влияние неизоэнтропности процесса расширения в редуционном вентиле.

Аммиак обеспечивает высокий холодильный коэффициент цикла при весьма малом расходе хладагента; установки с фреоном-12, мало уступая аммиачным установкам по значению  $\varepsilon$ , требуют значительно большего расхода хладагента (вследствие малой теплоты парообразования фреона-12).

Впервые парокомпрессионная холодильная установка, работающая на парах эфира, была создана еще в 1834 г. Затем в качестве хладагентов в установках этого типа были использованы метиловый эфир и сернистый ангидрид. В 1874 г. немецкий инженер К. Линде создал аммиачную, а в 1881 г. — с диоксидом углерода парокомпрессионные установки. В 30-х годах прошлого столетия в холодильной технике в качестве хладагентов парокомпрессионных установок были впервые использованы синтезированные в этот период фреоны.

До 20-х годов двадцатого века в парокомпрессионных установках применялись исключительно поршневые компрессоры. Затем при создании крупных холодильных установок в холодильной технике начали применяться ротационные, винтовые и турбокомпрессоры.

В настоящее время парокомпрессионные холодильные установки в области умеренных температур охлаждения являются во многих случаях наиболее эффективными по сравнению с другими холодильными установками; они широко используются в промышленности и в быту.

Важным технологическим процессом холодильной промышленности является процесс получения твердого диоксида углерода. Твердый диоксид углерода производится в парокомпрессионной холодильной установке, в которой в качестве хладагента циркулирует диоксид углерода. Способ получения твердого диоксида углерода весьма прост: насыщенный жидкий диоксид углерода дросселируется в редуционном вентиле до давления меньшего, чем давление в тройной точке. В этом случае на выходе из вентиле мы получаем двухфазную смесь, состоящую из сухого насыщенного пара диоксида углерода и находящихся в равновесии с ним кристалликов твердой фазы. Твердая фаза (в количестве, соответствующем степени сухости этой

двухфазной смеси) выпадает и отбирается, а газ направляется в компрессор, и весь цикл повторяется. Убыль диоксида углерода, выпадающей в виде твердой фазы, восполняется добавлением в контур установки новых порций углекислого газа.

Параметры диоксида углерода в тройной точке таковы:  $T_{тр.г} = -56,6 \text{ }^\circ\text{C}$ ,  $p_{тр.г} = 518 \text{ кПа}$  ( $5,28 \text{ кгс/см}^2$ ). Поскольку давление диоксида углерода в состоянии насыщения при верхней температуре цикла парокомпрессионной установки  $25 \text{ }^\circ\text{C}$  составляет  $p_1 = 6430 \text{ кПа}$  ( $65,6 \text{ кгс/см}^2$ ), а в этом цикле насыщенный жидкий диоксид углерода дросселируется до давления  $p_2 = 98 \text{ кПа}$  ( $1 \text{ кгс/см}^2$ ) ( $T_s = -78,5 \text{ }^\circ\text{C}$ ), то очевидно, что степень повышения давления в компрессоре оказывается весьма большой ( $p_1/p_2 = 65,6$ ).

Если учесть, что на вход компрессора поступает не влажный, а сухой насыщенный пар (второй компонент двухфазной смеси — твердый диоксид углерода — выводится из смеси), то диоксид углерода, выходящий из компрессора при этой степени повышения давления, будет сильно перегрет — его температура будет около  $216 \text{ }^\circ\text{C}$ .

Поскольку столь высокие значения  $p_1/p_2$  не могут быть реализованы в одном агрегате, применяется компрессор со ступенчатым сжатием, а для снижения температуры диоксида углерода в процессе сжатия применяется промежуточное охлаждение между ступенями сжатия. Обычно в установках для производства твердого диоксида углерода применяются трехступенчатые поршневые компрессоры с промежуточным водяным охлаждением. Принципиальная схема простейшей установки для получения твердого диоксида углерода изображена на рис. 13.14. На этой схеме 1 — редукционный вентиль; 2 — камера для твердого диоксида углерода; 3 — ввод в контур добавочного газа; 4, 6 и 8 — соответственно первая, вторая и третья ступени компрессора; 5, 7 — холодильники для промежуточного охлаждения сжатого диоксида углерода; 9 — конденсатор.

Цикл этой установки в  $T, s$ -диаграмме представлен на рис. 13.15. В этой  $T, s$ -диаграмме изображены двухфазная область жидкость — пар ( $c-k-d-c$ ) и двухфазная область твердая фаза — пар ( $a-b-c-d-e$ ), разделенные изотермой тройной точки  $T_{тр.г} = \text{const}$  (прямая  $b-c-d$ ). Линия  $a-b$  соответствует состоянию насыщения твердой фазы, а линия  $e-d$  — сухому насыщенному пару, находящемуся в равновесии с твердой фазой. В этой диаграмме 1-2 — процесс дросселирования в редукционном вентиле (при переходе через температуру тройной точки линия 1-2 претерпевает излом; поскольку в двухфазной области  $\alpha_h = dT/dp$ , а в тройной точке наклон кривой сублимации отличен от наклона кривой кипения, происхождение этого излома очевидно); 2-3 — процесс, соответствующий отделению сухого насыщенного пара от твердой фазы; 3-4 — небольшой перегрев пара, обусловленный смешением сухого насыщенного пара с небольшим количеством вводимого в контур добавочного газа (этот газ обычно вводится при атмосферном давлении и температуре порядка  $20 \text{ }^\circ\text{C}$ ). Изоэнтропы 4-5, 6-7 и 8-9 соответствуют процессам сжатия в первой, второй и третьей ступенях компрес-

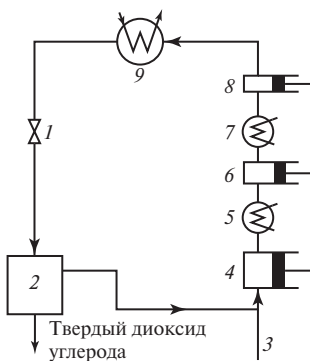


Рис. 13.14

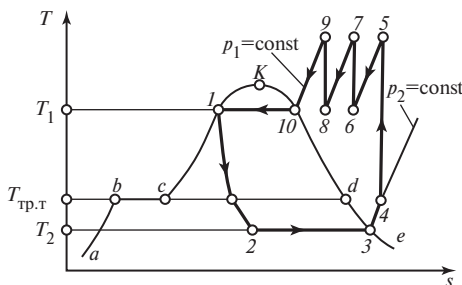


Рис. 13.15



сора, а изобары 5-6 и 7-8 — промежуточному охлаждению газа<sup>1)</sup>. Линия 9-10-1 изображает изобарный процесс отвода теплоты в конденсаторе (здесь 9-10 — охлаждение газа до температуры насыщения и 10-1 — процесс конденсации). Следует заметить, что в современных установках предусматривается сжатие в каждой ступени до все больших температур (с промежуточным охлаждением). Процесс расширения организован также ступенчато.

В таких установках производится твердый диоксид углерода, имеющая температуру — 78,5 °С (теплота парообразования при этой температуре составляет 573 кДж/кг). Твердый диоксид углерода известна под названием «сухой лед». Она находит особенно широкое применение в пищевой промышленности. (В настоящее время для получения твердый диоксид углерода применяется более совершенный цикл с предварительным охлаждением  $\text{CO}_2$  с помощью фреонового или аммиачного парокомпрессионного цикла.)

Ступенчатое сжатие в циклах холодильных установок применяется не только при производстве твердого диоксида углерода. Если в охлаждаемом объеме надо поддерживать температуру ниже  $-25^\circ\text{C}$ , то это сложно даже для такого подходящего для этой цели хладагента, как аммиак, ибо для достижения более низких значений  $T_2$  при одном и том же значении  $T_1$  нужен большой перепад давлений на редукционном вентиле, т.е. более высокая степень повышения давления в компрессоре. При этом нужные значения  $p_1/p_2$  получаются столь высокими, что становится необходимым применение ступенчатого сжатия с промежуточным водяным охлаждением. При значениях  $T_2$  примерно от  $-25$  до  $-55^\circ\text{C}$  применяется двухступенчатое сжатие, а при значениях от  $-55$  до  $-85^\circ\text{C}$  — трехступенчатое сжатие.

к оглавлению Главы 13

### 13.4. Цикл пароежекторной холодильной установки

Цикл пароежекторной холодильной установки, так же как и цикл парокомпрессионной установки, осуществляется с хладагентом в виде влажного пара. Основное отличие состоит в том, что если в цикле парокомпрессионной установки сжатие пара по выходе из охлаждаемого объема производится с помощью компрессора, то в пароежекторной установке для этой цели используется паровой эжектор. Принцип действия эжектора описан в § 7.9.

Чем вызвано применение парового эжектора вместо компрессора? Для получения в холодильных установках не слишком низких температур (примерно от 3 до  $10^\circ\text{C}$ ) в качестве хладагента может быть использован водяной пар. Однако при температурах вблизи  $0^\circ\text{C}$  удельный объем пара весьма велик (например, при  $T = 5^\circ\text{C}$   $v'' = 147,2 \text{ м}^3/\text{кг}$ ). Поршневой компрессор, сжимающий пар столь малой плотности, представлял бы собой весьма громоздкую машину. Именно поэтому в цикле холодильной установки, работающей на водяном паре, применяется значительно более компактный, хотя и гораздо менее совершенный, аппарат — паровой эжектор, в котором используется дешевый пар низких параметров.

Пароежекторная установка представляет собой один из самых старых типов холодильных установок.

Схема пароежекторной холодильной установки изображена на рис. 13.16.

Водяной пар, образовавшийся при расширении насыщенной воды в редукционном вентиле 1 от давления  $p_1$  до давления  $p_2$ , поступает в испаритель 2, размещенный в охлаждаемом объеме. Температура в испарителе пароежекторной холодильной установки может быть ниже температуры тройной точки воды ( $0,01^\circ\text{C}$ ), если в качестве хладагента использовать водный раствор соли. Из испарителя пар высокой степени сухости при давлении  $p_2$  направляется в камеру смешения парового эжек-

<sup>1)</sup> Организация процесса в компрессоре, показанная в  $T, s$ -диаграмме на рис. 13.15, т.е. с нагревом в каждой ступени до одной и той же температуры, не обязательна.

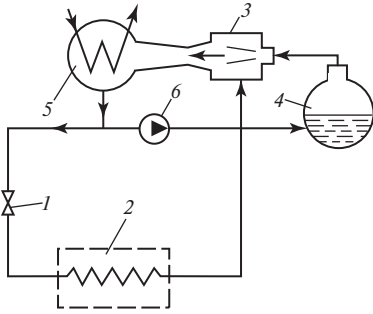


Рис. 13.16

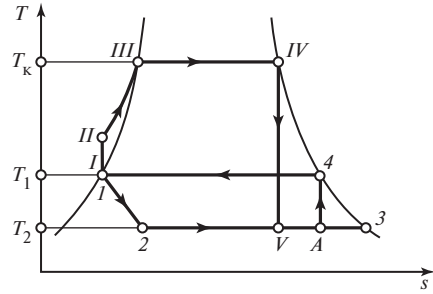


Рис. 13.17

тора 3. В сопло эжектора подается пар из котла 4 с давлением  $p_k$ . Расходы пара, подаваемого в камеру смешения эжектора из испарителя и в сопло эжектора из котла, подбираются таким образом, чтобы давление пара на выходе из диффузора эжектора равнялось  $p_1$ . Из эжектора сухой насыщенный пар направляется в конденсатор 5, где он конденсируется, отдавая теплоту охлаждающей воде. Поток конденсата при давлении  $p_1$ , выходящий из конденсатора, раздваивается — большая часть воды направляется в холодильный контур, на вход редукционного вентиля 1, а меньшая часть — к насосу 6, в котором давление воды повышается до  $p_k$ . Насос 6 подает воду в котел. Парообразование происходит за счет теплоты, подводимой в котле.

Существенным отличием парозежекторной установки от парокомпрессионной является то, что для привода компрессора необходима механическая энергия (от электрического или другого двигателя), а для сжатия пара с помощью эжектора — кинетическая энергия пара, образовавшегося в котле.

Цикл парозежекторной установки изображен в  $T, s$ -диаграмме на рис. 13.17. В этой диаграмме, как и в случае цикла парокомпрессионной установки, линия 1-2 изображает процесс адиабатного дросселирования насыщенной воды в редукционном вентиле, а линия 2-3 — изобарно-изотермический процесс в испарителе (положим для определенности, что из испарителя выходит сухой насыщенный пар).

В этой же диаграмме изображен цикл, совершаемый той частью пара, которая циркулирует в контуре котел — эжектор — конденсатор — котел. Не следует забывать об условном характере изображения этого цикла — расходы пара в каждом из двух контуров установки различны, тогда как в  $T, s$ -диаграмме оба цикла изображены в расчете на 1 кг пара. Здесь 1-II — процесс повышения давления воды в насосе; II-III-IV — процесс подвода теплоты в котле по изобаре  $p_k = \text{const}$  (II-III — нагрев до кипения, III-IV — парообразование), а IV-V — процесс расширения пара в сопле эжектора. Пар расширяется в сопле до давления  $p_2$  (точка V) и смешивается затем с паром того же давления, поступившим в эжектор из испарителя (точка 3). В результате смешения влажного пара в состоянии V с сухим насыщенным паром в состоянии 3 получается пар промежуточной (между V и 3) степени сухости — точка A.

Линия A-4 соответствует повышению давления обоих потоков пара в диффузоре эжектора от  $p_2$  до  $p_1$ , а линия 4-1 — процессу конденсации этого количества пара в конденсаторе установки.

Поскольку в цикле установки работа извне не подводится<sup>1)</sup>, а вместо нее подводится теплота в котле, эффективность цикла такой установки характеризуется коэффициентом теплоиспользования  $\xi$ , определяемым в виде

<sup>1)</sup> Работой насоса, подающего воду в котел,  $h_{II} - h_1$  пренебрегаем вследствие ее малости, т.е. считаем, что  $h_1 \approx h_{II}$ .

$$\xi = \frac{q_2}{q_{\text{ка}}}, \quad (13.23)$$

где  $q_2$  — теплота, отводимая из охлаждаемого объема, а  $q_{\text{ка}}$  — теплота, подводимая в котле.

Пользуясь обозначениями на рис. 13.17, можно записать это соотношение в следующем виде:

$$\xi = \frac{h_3 - h_2}{(h_{\text{IV}} - h_1)g}, \quad (13.24)$$

где  $g$  обозначено отношение количества пара с давлением  $p_{\text{ка}}$ , подаваемого в сопло эжектора из котла, к количеству пара, поступающего в камеру смешения эжектора из испарителя.

Коэффициент теплоиспользования нельзя непосредственно сравнивать с холодильным коэффициентом  $\varepsilon$ , поскольку в выражении для  $\varepsilon$  фигурирует затраченная в цикле работа  $l_{\text{цр}}$ , а в выражении для  $\xi$  — затраченная в цикле теплота  $q_{\text{ка}}$ . Если обозначить через  $l^*$  работу, которая могла бы быть получена из этого количества теплоты в теплосиловом цикле, осуществляемом между источниками с температурами  $T_{\text{ка}}$  и  $T_1$ , а через  $\eta_{\text{т}}$  — термический КПД этого цикла, то тогда  $q_{\text{ка}} = l^* / \eta_{\text{т}}$  и из (13.23) следует, что

$$\xi = \varepsilon^* \eta_{\text{т}}, \quad (13.25)$$

где  $\varepsilon^*$  — холодильный коэффициент рассматриваемой установки, определяемый как  $\varepsilon^* = q_2 / l^*$ . Поскольку значение  $\eta_{\text{т}}$  в принципе точно не известно, так как не известен вид теплосилового цикла, очевидна вся условность такого приема. Для определенности можно лишь принять, что упомянутый теплосиловой цикл является циклом Карно. Из сказанного очевидно, что непосредственное сравнение эффективности циклов парокомпрессионной и пароэжекторной установок методически сложно.

Температура  $T_2$  в цикле установки этого типа, как уже отмечено выше, лежит в пределах от 3 до 10 °С (давление насыщенных паров воды при этих температурах составляет соответственно от 0,7 до 1,2 кПа).

Верхняя температура цикла  $T_1$  обычно поддерживается в пределах от 30 до 40 °С (давление насыщенных паров соответственно от 4,2 до 7,4 кПа).

Давление  $p_{\text{к}}$  сухого насыщенного пара, подаваемого в сопло эжектора из котла, обычно выбирается в пределах от 0,3 до 1 МПа (температура в котле  $T_{\text{ка}}$  достигает 180 °С).

С точки зрения термодинамики цикл пароэжекторной холодильной установки весьма несовершенен по сравнению с циклом парокомпрессионной установки, поскольку процесс смешения в эжекторе сопровождается значительными потерями работоспособности вследствие принципиально необратимого характера этого процесса. Тем не менее благодаря своей простоте (компактность, отсутствие движущихся частей<sup>1)</sup>) и возможности использования дешевого пара низких параметров пароэжекторные холодильные установки находят применение. Пароэжекторные установки могут работать не только с водяным паром; в качестве хладагента в них могут быть использованы, например, фреоны.

<sup>1)</sup> За исключением водяного насоса.

### 13.5. Понятие о цикле абсорбционной холодильной установки

Еще одной разновидностью холодильных циклов, в которых используется хладагент в виде влажного пара, является цикл абсорбционной холодильной установки. От уже рассмотренных циклов паровых холодильных установок — пароконденсационной и парозежекторной — он отличается способом сжатия пара, выходящего из испарителя.

В рассматриваемой установке используется явление абсорбции пара жидким раствором. *Абсорбцией называют поглощение вещества всем объемом поглощающего тела.* Как известно, пар чистого вещества может быть поглощен (сконденсирован) этим же веществом в жидком состоянии лишь в том случае, если жидкость имеет температуру меньшую, чем температура пара. На этом принципе, в частности, основаны рассмотренные в гл. 9 смешивающие регенеративные подогреватели.

В отличие от чистых веществ растворы обладают замечательной способностью абсорбировать (поглощать) пар раствора одного состава жидким раствором другого состава даже в том случае, когда температура жидкости выше температуры пара. Именно это свойство раствора и используется в абсорбционных холодильных установках.

Поскольку детальное рассмотрение процессов в растворах выходит за рамки настоящей книги, мы только кратко остановимся на процессе абсорбции.

Температура кипения бинарного раствора при постоянном давлении зависит от состава раствора. При этом температура кипения будет тем выше, чем больше в растворе доля компонента с более высокой температурой кипения. Зависимость температуры кипения бинарного раствора при постоянном давлении от состава раствора изображается кривой кипения в  $T, C$ -диаграмме, где  $C$  — массовая доля высококипящего компонента.  $T, C$ -диаграмма изображена на рис. 13.18 (кривая кипения — сплошная линия). Характерной особенностью растворов является то, что пар, получающийся при кипении раствора, имеет иной состав, чем находящийся с ним в равновесии жидкий раствор; пар более богат низкокипящим компонентом. Кривая пара — линия составов пара, находящегося в равновесии с жидкостью, изображена в  $T, C$ -диаграмме на рис. 13.18 штриховой линией. Как видно из рис. 13.18, при температуре  $T_1$  в равновесии с жидким раствором состава  $C_M$  находится пар раствора состава  $C_N$ , а при температуре  $T_2$  жидкому раствору состава  $C_m$  соответствует пар состава  $C_n$ . Если теперь пар состава  $C_n$ , имеющий температуру  $T_2$ , привести в соприкосновение с жидким раствором состава  $C_M$  при температуре  $T_1$ , по отношению к которому пар состава  $C_n$  является переохлажденным, то очевидно, что пар будет конденсироваться (абсорбироваться жидким раствором). Давление жидкости и пара в этом процессе одно и то же. Теплота парообразования, выделяющаяся в процессе абсорбции при температуре  $T_1$ , отводится из раствора. Получается раствор состава  $C$ , причем  $C_m < C < C_N$ .

Схема абсорбционной холодильной установки представлена на рис. 13.19. В качестве одного из возможных хладагентов в такой установке используется влажный пар аммиака. Жидкий насыщенный аммиак, дросселируясь в редукционном вентиле 1 от давления  $p_1$  до давления  $p_2$ , охлаждается от температуры  $T_1$  до температуры  $T_2$ . Затем влажный пар аммиака поступает в испаритель 2, где степень сухости пара увеличивается до  $x = 1$  за счет притока теплоты  $q_2$  от охлаждаемого объема. Сухой насыщенный пар аммиака при температуре  $T_2$  поступает

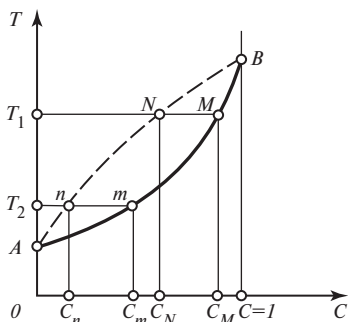


Рис. 13.18

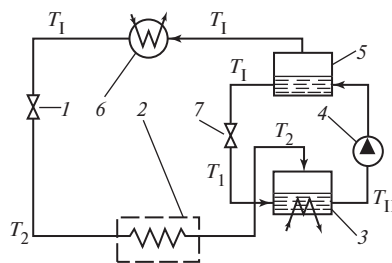


Рис. 13.19

в абсорбер 3, куда подается также раствор аммиака в воде, имеющий температуру  $T_1$ . Поскольку при одном и том же давлении вода кипит при значительно более высокой температуре, чем аммиак, легкокипящим компонентом в этом растворе является аммиак. Этот раствор абсорбирует пар аммиака; теплота абсорбции  $q_{абс}$ , выделяющаяся при этом, отводится охлаждающей водой<sup>1)</sup>. Концентрация аммиака в растворе в процессе абсорбции увеличивается, и, следовательно, из абсорбера выходит обогащенный раствор (при температуре  $T_2 < T_{II} < T_1$  и давлении  $p_2$ ). С помощью насоса 4, повышающего давление этого обогащенного раствора от  $p_2$  до  $p_1$ , раствор подается в генератор аммиачного пара 5, где за счет теплоты  $q_{пр}$ , подводимой к раствору от внешнего источника, происходит испарение раствора. Выделяющийся при этом пар значительно более богат аммиаком, чем раствор, из которого он получается. Практически из раствора выделяется почти чистый аммиачный пар, так как парциальное давление водяного пара в газовой фазе при этих температурах ничтожно мало. Этот аммиачный пар при температуре  $T_1$  и давлении  $p_1$  поступает затем в конденсатор 6, где он конденсируется, и жидкий аммиак в состоянии насыщения направляется в редукционный вентиль 1. Что же касается выходящего из парогенератора 5 раствора, содержание аммиака в котором значительно снизилось в результате выпаривания, то этот бедный аммиаком раствор дросселируется в редукционном вентиле 7 от давления  $p_1$  до давления  $p_2$  и затем поступает в абсорбер 3, где, как мы уже отмечали, он обогащается аммиаком за счет абсорбируемого аммиачного пара. Следует заметить, что при дросселировании в вентиле 7 температура бедного раствора практически не изменяется<sup>2)</sup>. Следовательно, практически  $T_1 = T_1$ .

Из приведенной схемы установки видно, что абсорбционный узел этой установки, состоящий из абсорбера 3, генератора аммиачного пара 5, насоса 4 и редукционного вентиля 7, служит в конечном итоге для сжатия аммиачного пара от давления  $p_2$  на выходе из испарителя до давления  $p_1$  на входе в конденсатор. Преимущество этого способа сжатия аммиачного пара заключается в том, что если в обычной парокompрессионной установке на сжатие пара затрачива-

<sup>1)</sup> При растворении аммиака в воде температура раствора возрастает, при этом уменьшается растворимость аммиака в воде. Поэтому, если не отводить от раствора теплоту, процесс абсорбции вскоре прекратится.

<sup>2)</sup> Поскольку слабый водный раствор аммиака по своим свойствам близок к воде, а температура этого раствора в холодильных установках заведомо меньше  $248\text{ }^\circ\text{C}$  — температуры, ниже которой коэффициент Джоуля—Томсона для воды в жидкой фазе отрицателен, дросселирование раствора сопровождается некоторым увеличением температуры, однако это изменение температуры пренебрежимо мало (для воды при  $T = 20\text{ }^\circ\text{C}$   $\alpha_1 = -0,2 \cdot 10^{-5}\text{ м}^2 \cdot \text{К/кг}$ ).

ется значительная работа, то в случае абсорбционной установки насос повышает давление жидкости (водоаммиачный раствор), причем затрата работы на привод этого насоса пренебрежимо мала по сравнению с затратой работы в компрессоре, да и сам насос компактен и конструкционно прост. Конечно, выигрыш в работе, затрачиваемой на привод компрессора, компенсируется затратой теплоты в генераторе аммиачного пара 5; эта теплота отводится затем охлаждающей водой в абсорбере 3, так что  $q_{\text{абс}} = q_{\text{пр}}$  (если пренебречь работой насоса).

Коэффициент теплоиспользования абсорбционной холодильной установки определяется соотношением

$$\xi = \frac{q_2}{q_{\text{пр}}}; \quad (13.26)$$

здесь  $q_2$  — теплота, отводимая из охлаждаемого объема, а  $q_{\text{пр}}$  — теплота, подводимая в генераторе аммиачного пара.

Ранее абсорбционные холодильные установки были довольно широко распространены, однако с развитием компрессоростроения они были вытеснены компрессионными холодильными установками. Однако абсорбционное охлаждение и сейчас иногда применяется в холодильной технике (в том числе в некоторых типах бытовых холодильников). Абсорбционные холодильные установки целесообразно применять в том случае, когда для выпаривания аммиака из раствора в генераторе аммиачного пара может быть использован отработавший пар или другие теплоносители низкого температурного потенциала.

к оглавлению Главы 13

### 13.6. Цикл термоэлектрической холодильной установки

Термоэлектрический метод охлаждения основан на использовании эффекта Пельтье, рассмотренного в § 12.1. Напомним, что существо этого эффекта заключается в том, что если в термоэлектрической цепи пропускается ток от внешнего источника, то один из спаев цепи поглощает теплоту, а другой ее выделяет. Как показано в § 12.1, количество теплоты  $Q$ , поглощаемой или выделяющейся в спае, пропорционально силе тока в цепи:

$$Q = \alpha T I.$$

Если температуру среды, в которую помещен спай, выделяющий теплоту, обозначить  $T_1$ , а температуру среды, в которую помещен спай, поглощающий теплоту —  $T_2$ , то выражения для количеств теплоты, выделяющейся ( $Q_1$ ) и поглощаемой ( $Q_2$ ) в спаях, можно записать следующим образом:

$$Q_1 = \alpha T_1 I; \quad (13.27)$$

$$Q_2 = \alpha T_2 I. \quad (13.28)$$

Отсюда следует, что если  $T_1 > T_2$ , то и  $Q_1 > Q_2$ , т.е. в горячем спае выделяется большее количество теплоты, чем поглощается в холодном. Очевидно, что разность

$$Q_1 - Q_2 = \alpha I (T_1 - T_2) \quad (13.29)$$

равна затрате электроэнергии от внешнего источника. Эта энергия расходуется на совершение работы перемещения тока против разности электрических потенциалов, которая возникает в этой цепи при неравенстве  $T_1$  и  $T_2$  в соответствии с законом Зеебека; в самом деле, в соответствии с уравнением (12.2) разность потенциалов в цепи

$$\Delta E = \alpha (T_1 - T_2)$$

и, следовательно, работа электрического тока в этой цепи, равная, как известно, произведению силы тока на разность потенциалов, составит:

$$L = \alpha I(T_1 - T_2),$$

что совпадает с (13.29).

Если поместить спай, поглощающий теплоту, в охлаждаемый объем (температура спаия  $T_2$ ), а спай, выделяющий теплоту, в область более высокой температуры ( $T_1$ ), то мы получим термоэлектрическую холодильную установку (рис. 13.20).

Цикл термоэлектрической холодильной установки представляет собой обратный цикл термоэлектрического генератора, рассмотренного в гл. 12.

Если бы протекание тока по термоэлектрической цепи не сопровождалось необратимыми потерями, то холодильный коэффициент такой установки в соответствии с (13.2а) был бы равен:

$$\varepsilon = \frac{\alpha T_2 I}{\alpha I(T_1 - T_2)} = \frac{T_2}{T_1 - T_2}. \quad (13.30)$$

Эта величина совпадает с холодильным коэффициентом обратимого холодильного цикла Карно. Это и не удивительно: отвод теплоты из охлаждаемого объема происходит при постоянной температуре  $T_2 = \text{const}$ , а отдача теплоты горячему источнику — также при постоянной температуре  $T_1 = \text{const}$ , и, кроме того, мы предположили, что необратимые процессы отсутствуют.

В действительности работа термоэлектрической холодильной установки сопровождается необратимыми потерями двух типов: во-первых, распространение тока по проводнику сопровождается неизбежными джоулевыми потерями и, во-вторых, по проводникам, из которых составлена цепь, непрерывно перетекает теплота от горячего спаия к холодному за счет теплопроводности.

Джоулевы потери определяются соотношением (12.21)

$$Q_{\text{дж}} = I^2 r,$$

где  $r$  — сопротивление термоэлектродов. Величина  $r$  в свою очередь определяется соотношением (12.22):

$$r = \left( \frac{\rho_I}{\sigma_I} + \frac{\rho_{II}}{\sigma_{II}} \right) l.$$

Приток теплоты к холодному спаю из горячего источника за счет теплопроводности вдоль проводников  $Q_\lambda$  определяется из уравнения (12.18)

$$Q_\lambda = \frac{\lambda_I \sigma_I + \lambda_{II} \sigma_{II}}{l} (T_1 - T_2),$$

или, что то же самое [см. (12.20)],

$$Q_\lambda = \Lambda(T_1 - T_2).$$

Как уже отмечалось в § 12.1, можно считать, что половина теплоты, выделяющейся в цепи в виде джоулевых потерь, поступает к холодному спаю, а половина — к горячему.

Следовательно, количество теплоты  $Q_2$ , отбираемой холодным спаем из охлаждаемого объема, будет меньше теплоты, определяемой уравнением

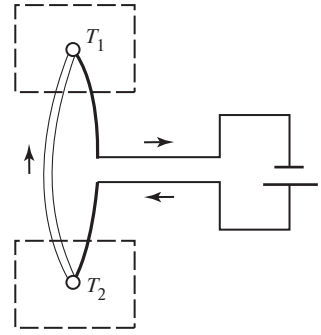


Рис. 13.20

(13.28), на величину притока теплоты за счет джоулевых потерь (половина общей величины этих потерь) и за счет теплопроводности:

$$Q_2 = \alpha T_2 I - \frac{1}{2} Q_{\text{дж}} - Q_\lambda. \quad (13.31)$$

Работа цикла  $L_{\text{ц}} = Q_1 - Q_2$ , которая при отсутствии необратимых потерь определялась соотношением (13.29), должна включать и работу на преодоление электрического сопротивления цепи (джоулевы потери), так что

$$L_{\text{ц}} = \alpha I(T_1 - T_2) + Q_{\text{дж}}. \quad (13.32)$$

Следовательно, в соответствии с уравнением (13.2) выражение для холодильного коэффициента действительного цикла термоэлектрической холодильной установки можно записать в виде

$$\varepsilon = \frac{\alpha T_2 I - \frac{1}{2} Q_{\text{дж}} - Q_\lambda}{\alpha I(T_1 - T_2) + Q_{\text{дж}}}. \quad (13.33)$$

Сравнение этого выражения с уравнением (13.30) показывает, как и следовало ожидать, что необратимые потери снижают величину холодильного коэффициента.

При этом очевидно, что чем выше значение  $\alpha$ , чем меньше удельное сопротивление проводников, из которых составлена термоэлектрическая цепь (т.е. чем меньше  $Q_{\text{дж}}$ ), и чем меньше коэффициент теплопроводности этих проводников (т.е. чем меньше  $Q_\lambda$ ), тем выше значение холодильного коэффициента. Иными словами, холодильный коэффициент тем выше, чем выше значение коэффициента  $z$ , характеризующего свойства термоэлектрических материалов (этот коэффициент был введен в предыдущей главе при рассмотрении термоэлектрических генераторов).

Покажем это подробнее. Как видно из (13.33), холодильный коэффициент термоэлектрической холодильной установки зависит от величины тока  $I$ , т.е. от величины приложенного к термоэлектродам напряжения  $\Delta E$ . Заменяя в (13.33) величину  $I$  из уравнения закона Ома

$$I = \frac{\Delta E}{r},$$

где  $r$  — сопротивление термоэлектродов, и подставляя значение  $Q_\lambda$  из уравнения (12.20), а  $Q_{\text{дж}}$  — из уравнения (12.21), получаем:

$$\varepsilon = \frac{\alpha T_2 - \frac{1}{2} \Delta E - \frac{r}{\Delta E} \Lambda (T_1 - T_2)}{\alpha(T_1 - T_2) + \Delta E}. \quad (13.34)$$

Значение  $\Delta E$ , при котором холодильный коэффициент достигает максимума при данных  $T_1, T_2, \alpha, \Lambda, r$  (обозначим это значение  $\Delta E$  через  $\Delta E^*$ ), можно получить, дифференцируя уравнение (13.34) по  $\Delta E$  и приравнявая полученный результат нулю, тогда

$$\Delta E^* = \frac{T_1 - T_2}{T_1 + T_2} \frac{2\alpha}{z} \left( 1 + \sqrt{z \frac{T_1 + T_2}{2} + 1} \right); \quad (13.35)$$

здесь, как и в § 12.1, использовано обозначение (12.30)

$$z = \frac{\alpha^2}{\Lambda r},$$



для величины, характеризующей термоэлектроды термоэлектрической цепи. С учетом введенного в § 12.1 обозначения

$$v^* = \sqrt{z \frac{T_1 + T_2}{2} + 1}$$

получаем

$$\Delta E^* = \frac{\alpha(T_1 - T_2)}{v^* - 1}.$$

Подставляя это значение  $\Delta E^*$  в уравнение (13.34), находим максимальное значение  $\varepsilon$  при данных  $T_1, T_2, \alpha, \Lambda$  и  $r$ :

$$\varepsilon = \frac{T_2}{T_1 - T_2} \frac{v^* - \frac{T_1}{T_2}}{v^* + 1}. \quad (13.36)$$

Первый сомножитель, стоящий в правой части этого уравнения, представляет собой холодильный коэффициент обратного цикла Карно, а второй сомножитель учитывает уменьшение этого холодильного коэффициента вследствие необратимых процессов (теплопроводность и джоулевы потери).

Из уравнения (13.36) следует, что  $\varepsilon$  тем ближе к величине  $T_2/(T_1 - T_2)$ , чем больше значение  $v^*$  по сравнению с  $T_1/T_2$ . В свою очередь, как видно из (12.34),  $v^*$  тем больше, чем больше значение  $z$ . Следовательно, значение  $\varepsilon$  тем выше, чем больше  $z$ .

Как уже отмечалось в гл. 12, наибольшие значения  $z$  имеют полупроводниковые термоэлементы. Применение полупроводниковых термоэлементов позволяет получить значение  $\varepsilon$  на один-два порядка больше, чем в случае металлических термоэлементов.

Порядок величины  $\varepsilon$  для цикла термоэлектрической холодильной установки на полупроводниках может быть оценен на следующем примере. Рассмотрим полупроводниковую холодильную установку, термоэлектрическая цепь которой составлена из материалов, характеризующихся следующими свойствами:  $\alpha = 3 \cdot 10^{-4}$  В/К;  $\rho_1 \approx \rho_{II} \approx 10^{-5}$  Ом · м;  $\lambda_1 \approx \lambda_2 \approx 1$  Вт/(м · К). Длину электродов примем равной  $l = 0,01$  м, а плотность тока в электродах  $j = 2 \cdot 10^5$  А/м<sup>2</sup> (0,2 А/мм<sup>2</sup>). Температура охлаждаемого объема  $T_2 = -5$  °С, а температура окружающей среды  $T_1 = 20$  °С.

Вычислим холодильный коэффициент цикла этой установки. Расчеты будем вести на 1 мм<sup>2</sup> (т.е.  $\sigma = 10^{-6}$  м<sup>2</sup>) площади сечения каждого электрода.

В соответствии с уравнениями (12.19) и (12.20)

$$Q_{дж} = 2j^2 \rho l \sigma = 2(2 \cdot 10^5)^2 \cdot 10^{-6} \cdot 0,01 \cdot 10^{-6} = 0,0080 \text{ Вт},$$

а в соответствии с уравнением (12.16)

$$Q_\lambda = \frac{2\lambda\sigma}{l} (T_1 - T_2) = \frac{2 \cdot 1 \cdot 10^{-6}}{0,01} 25 = 0,0050 \text{ Вт}.$$

Далее,

$$\alpha T_2 I = 3 \cdot 10^{-4} (273,15 - 5) \cdot 2 \cdot 10^5 \cdot 10^{-6} = 0,0161 \text{ Вт};$$

$$\alpha(T_1 - T_2) I = 3 \cdot 10^{-4} \cdot 25 \cdot 2 \cdot 10^5 \cdot 10^{-6} = 0,0015 \text{ Вт}.$$

С учетом этих значений получаем из (13.31) и (13.32):

$$Q_2 = 0,0161 - \frac{1}{2} \cdot 0,0080 - 0,0050 = 0,0071 \text{ Вт};$$

$$L_{\text{ц}} = 0,0015 + 0,0080 = 0,0095 \text{ Вт},$$

так что

$$\varepsilon = \frac{0,0071}{0,0095} = 0,75.$$

Значение  $\varepsilon$  для холодильного цикла Карно, осуществляемого в этом интервале температур, равно в соответствии с (13.30):

$$\varepsilon = \frac{268,15}{25} = 10,7,$$

что более чем в 14 раз превышает значения для действительной холодильной установки.

Как видно из этого примера, термоэлектрические холодильные установки термодинамически весьма несовершенны. Однако благодаря простоте устройства и надежности в работе они получили определенное распространение в качестве небольших холодильных установок.

к оглавлению Главы 13

### 13.7. Принцип работы теплового насоса

В процессе работы всякой холодильной установки теплота отбирается из охлаждаемого объема и сообщается среде с более высокой температурой. Следовательно, результатом осуществления холодильного цикла является не только охлаждение теплоотдатчика, но и нагрев теплоприемника.

Это позволило Кельвину в 1852 г. выдвинуть предложение об использовании холодильного цикла для отопления помещений, т.е. о создании так называемого теплового насоса.

Тепловым насосом называют холодильную установку, используемую обычно для подвода теплоты к нагреваемому объему. Такого рода установку называют тепловым насосом потому, что она как бы «перекачивает» теплоту из холодного источника в горячий; в горячий источник поступает теплота  $q_1$ , равная сумме теплоты  $q_2$ , отобранной от холодильного источника, и работы  $l_{\text{ц}}$ , подводимой извне для осуществления этого холодильного цикла. По существу тепловым насосом является всякая холодильная установка, однако этот термин обычно применяется для обозначения тех установок, главной задачей которых является нагрев теплоприемника.

Эффективность теплового насоса оценивается так называемым отопительным коэффициентом, представляющим собой отношение количества теплоты  $q_1$ , сообщенной нагреваемому объему, к работе  $l_{\text{ц}}$ , подведенной в цикле:

$$\varepsilon_{\text{отоп}} = \frac{q_1}{l_{\text{ц}}}. \quad (13.37)$$

Нетрудно установить связь отопительного коэффициента  $\varepsilon_{\text{отоп}}$  с холодильным коэффициентом  $\varepsilon$  той же установки; поскольку [см. (13.1)]

$$q_1 = q_2 + l_{\text{ц}},$$

то с учетом (13.2) получаем из (13.37):

$$\varepsilon_{\text{отоп}} = \varepsilon + 1. \quad (13.38)$$

Из этого соотношения следует, что чем выше холодильный коэффициент, тем выше и отопительный коэффициент цикла.

На осуществление любого холодильного цикла (в том числе, разумеется, и цикла установки, используемой в качестве теплового насоса) расходуется подводимая от внешнего источника работа  $l_{\text{ц}}^1$ ). Эта работа затрачивается на привод компрессора или другого аппарата, осуществляющего сжатие хладагента. Разумеется, вся эта работа может быть полностью превращена в теплоту (например, в электронагревателе), которую можно будет использовать для нагрева помещения. Преимущество теплового насоса перед любыми другими отопительными устройствами состоит в том, что при затрате одного и того же количества энергии ( $l_{\text{ц}}$ ) с помощью теплового насоса к нагреваемому помещению подводится всегда большее количество теплоты ( $l_{\text{ц}} + q_2$ ), чем то, которое подводится при любом другом способе отопления (так, при использовании электронагрева количество теплоты, подведенной к нагреваемому объему, равно  $l_{\text{ц}}$ ). Это не должно вызывать удивления: если электронагреватель лишь превращает работу в теплоту, то тепловой насос с помощью того же количества работы превращает теплоту низкого температурного потенциала в теплоту более высокого температурного потенциала («перекачивает» тепло).

Поскольку в тепловом насосе всегда  $q_1 > l_{\text{ц}}$ , следовательно, всегда  $\varepsilon_{\text{отоп}} > 1$ ; это видно из уравнения (13.38).

Обычно отопительный коэффициент обратимых циклов тепловых насосов значительно больше единицы. Так, если в тепловом насосе осуществляется обратный цикл Карно, то в том случае, если температура охлаждаемого пространства  $T_2 = 0$  °С, а температура нагреваемого помещения  $T_1 = 25$  °С, отопительный коэффициент такого насоса, определяемый соотношением (13.38), с учетом (13.8)

$$\varepsilon_{\text{отоп}} = \frac{T_2}{T_1 - T_2} + 1 = \frac{T_1}{T_1 - T_2}$$

будет равен:

$$\varepsilon_{\text{отоп}} = \frac{25 + 273,15}{25} = 11,9,$$

т.е. в этом случае в отапливаемое помещение подается теплота, количество которой в 11,9 раза превышает работу, затраченную в цикле.

Отопительные коэффициенты тепловых насосов, в которых используются циклы холодильных установок, менее совершенные, чем цикл Карно, имеют меньшее значение.

Уменьшение  $\varepsilon_{\text{отоп}}$  в реальных установках вызывается также неизбежными потерями вследствие необратимости процессов в различных элементах установки. Отопительный коэффициент реальных тепловых насосов может составлять 3, 4 и более.

Впервые парокомпрессионная аммиачная теплонасосная установка была использована для отопления помещения в 1930 г. С тех пор было сооружено большое число тепловых насосов. Особенно быстро количество тепловых насосов растет в последние десятилетия; сфера их применения непрерывно расширяется.

<sup>1)</sup> В циклах парожеткторной и абсорбционной установок подводится, как помнит читатель, не работа, а теплота.

В тепловых насосах используются циклы воздушных, парокомпрессионных и термоэлектрических холодильных установок.

Следует заметить, что холодильные установки могут использоваться и для совместного получения теплоты и холода. Например, еще в 1943 г. была сооружена аммиачная холодильная установка, предназначенная для катка с искусственным льдом; при этом вода, охлаждавшая конденсатор этой установки и за счет этого заметно нагревавшаяся, поступала в сеть городского теплоснабжения.

к оглавлению Главы 13

### 13.8. Методы сжижения газов

В лабораторной и производственной практике зачастую возникает необходимость кратковременного поддержания низких температур в том или ином объеме. Было бы неоправданным в каждом таком случае сооружать специальную холодильную установку. Гораздо более удобен способ, обычно применяемый в этих случаях,— использование сжиженных газов. Сжиженные газы используются также в энергетике, на транспорте, в пищевой промышленности, для ректификационных процессов и т.д. Все шире применяется транспортировка природного газа в сжиженном виде.

В табл. 13.2 приведены температуры кипения некоторых сжиженных газов при атмосферном давлении.

Если каким-либо образом сжигать газ, например азот, и затем залить этот жидкий азот в охлаждаемый объем, то, поскольку процесс испарения всякой чистой жидкости при постоянном давлении происходит при неизменной температуре, температура в охлаждаемом объеме будет сохраняться постоянной и равной температуре насыщения азота при атмосферном давлении, составляющей 77,4 К. Периодически восполняя потерю азота вследствие испарения (доливая жидкий азот в объем), можно поддерживать низкую температуру в охлаждаемом объеме.

Для длительного хранения сжиженных газов используют так называемые сосуды Дьюара — стеклянные или металлические сосуды с двойными стенками, разделенными вакуумным промежутком.

Если давление в объеме, в котором происходит испарение сжиженного газа, уменьшить по сравнению с атмосферным, то температура испаряющейся жидкости уменьшится и температура охлаждаемого объема станет несколько ниже. Практически для снижения давления газа, находящегося в равновесии со своей жидкостью, используется непрерывная откачка этого газа из охлаждаемого объема с помощью форвакуумных насосов; в этом случае охлаждаемый объем должен быть изолирован от окружающей атмосферы. Регулируя интенсивность откачки, можно изменять давление в охлаждаемом объеме и тем самым температуру испаряющейся жидкости.

Таблица 13.2. Температуры кипения некоторых жидкостей при атмосферном давлении

Вещество	$T_s$ , К	Вещество	$T_s$ , К
Кислород	90,2	Неон	27,3
Воздух <sup>1)</sup>	≈ 80	Водород	20,4
Азот	77,4	Гелий	4,2

<sup>1)</sup> Воздух является смесью нескольких газов, поэтому температура кипения сжиженного воздуха несколько изменяется (возрастает) в процессе кипения по мере уменьшения в жидкой фазе концентрации легкокипящего компонента (азота).

Как видно из табл. 13.2, низшую температуру кипения при атмосферном давлении имеет гелий (4,2 К). Применение откачки газообразного гелия из охлаждаемого объема позволяет поддерживать температуру гелия равной примерно 0,71 К [при этом давление насыщения равно 0,48 Па ( $3,6 \cdot 10^{-3}$  мм рт. ст.)].

Сжиженные газы используются не только в качестве хладагентов, но и для других целей.

Для сжижения газов используются три основных метода — каскадный метод Пикте, метод Линде и метод Клода.

*Метод Пикте* — это наиболее старый метод сжижения газов. Он назван по имени швейцарского физика Р.П. Пикте, предложившего этот метод в 1877 г. Для сжижения газов методом Пикте используется комбинация нескольких парокомпрессионных холодильных циклов (каскад). Схема установки, в которой осуществляется каскадный метод сжижения, изображена на рис. 13.21.

В верхнем цикле *I* каскада конденсация хладагента в конденсаторе  $K_I$  осуществляется за счет отдачи теплоты охлаждающей воде. В цикле *II* используется другой хладагент, имеющий более низкую температуру кипения (при том же давлении), чем хладагент первого цикла. При этом конденсация хладагента второго цикла в конденсаторе  $K_{II}$  осуществляется за счет отдачи теплоты циркулирующему через этот конденсатор испаряющемуся хладагенту первого цикла (хладагент первого цикла выполняет для второго цикла ту же роль, что и охлаждающая вода для первого цикла)<sup>1)</sup>.

При такой схеме организации цикла верхняя температура второго цикла  $T_1^{II}$  будет близка к нижней температуре первого цикла  $T_2^I$  (немного выше этой температуры) и, следовательно, нижняя температура второго цикла  $T_2^{II}$  будет в этом случае значительно ниже, чем в случае охлаждения конденсатора водой.

В следующем, третьем цикле каскада (*III*) используется еще более низкокипящий хладагент. В конденсаторе этого цикла  $K_{III}$  теплота от конденсирующегося хладагента третьего цикла отбирается испаряющимся хладагентом второго цикла; благодаря этому  $T_2^{II} \approx T_1^{III}$ .

В четвертом цикле каскада (*IV*) используется газ, подлежащий сжижению. В конденсаторе  $K_{IV}$  этот газ предварительно охлаждается до температуры  $T_1^{IV}$ , близкой к  $T_2^{III}$ .

Затем в редукционном вентиле этот газ расширяется до состояния, соответствующего двухфазной смеси. Жидкий компонент смеси отделяется (сепаруется) и выводится из циркуляционного контура, а несжиженная часть газа поступает на вход компрессора и повторяет цикл. Для компенсации сжиженного газа (выводимого из контура) в циркуляционный контур непрерывно добавляется газ извне.

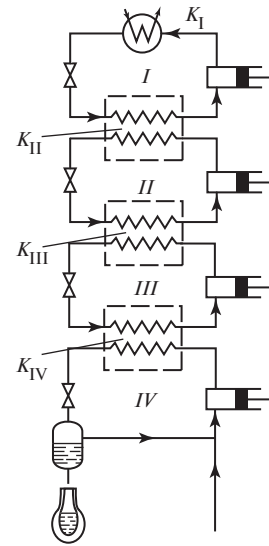


Рис. 13.21

<sup>1)</sup> С той разницей, что охлаждающая вода в конденсаторе не испаряется, а лишь несколько нагревается.

Следует обратить внимание на то, что по схеме каскадный цикл в известной мере сходен с бинарным теплосиловым циклом, рассмотренным в § 11.6 (с той разницей, что бинарный теплосиловой цикл составлен из прямых циклов, а каскадный — из обратных).

Число циклов (ступеней) в каскаде может быть различным в зависимости от того, какой газ сжижается. Например, для сжижения воздуха можно в принципе использовать четырехступенчатый каскад, аналогичный изображенному на рис. 13.21. В первом цикле используется аммиак, во втором — этилен, в третьем — кислород, а в четвертом сжижаемый газ — воздух. Эта же четырехступенчатая схема может быть использована и для сжижения азота. В принципе можно использовать пятиступенчатый каскад для сжижения неона или водорода, а шестиступенчатый — для сжижения гелия.

С помощью каскада Пикте в 1877 г. были сжижены кислород, азот и оксид углерода.

Схема ожижительной установки, выполненной по методу Пикте, очень сложна; эта установка состоит из нескольких циркуляционных контуров, включает в себя несколько компрессоров, конденсаторов, редукционных вентилялей и т.д. Это затрудняет эксплуатацию таких установок, и в виде, показанном на рис. 13.21, такая установка в настоящее время не используется.

Значительно более компактна и проста в эксплуатации ожижительная установка, выполненная по методу Линде.

В *методе Линде*, впервые предложенном и осуществленном в 1895 г., сжижение достигается посредством охлаждения газа при адиабатном дросселировании с предварительным охлаждением этого газа перед дросселированием. Схема ожижительной установки, выполненной по методу Линде, изображена на рис. 13.22.

Газ, подлежащий сжижению, сжимается компрессором 1 до давления  $p_1$ , охлаждается посторонним хладагентом в теплообменнике-охладителе 2 и затем подается к редукционному вентилю 3. Проходя через вентиль, газ дросселируется до давления  $p_2$ , и его температура при этом понижается (разумеется, если состояние газа перед дросселированием располагается под кривой инверсии), однако пока еще эта температура далека от температуры кипения этого вещества при давлении  $p_2$ , обычно равном атмосферному. Затем несколько охладившийся газ

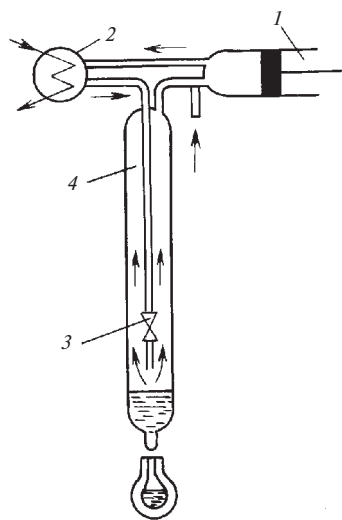


Рис. 13.22

направляется в теплообменник 4, где он противотоком омывает трубопровод (по которому газ подается к редукционному вентилю), и после этого поступает в компрессор. В результате процесса регенеративного теплообмена в теплообменнике температура газа, поступающего к вентилю, понижается; следовательно, понижается и температура газа за дросселем. В свою очередь этот газ в теплообменнике еще более охлаждает те порции газа, которые поступают к дросселю. Температура газа за дросселем становится еще более низкой и т.д. Процесс продолжается до тех пор, пока температура газа за редукционным вентиляем не станет равна температуре насыщения при давлении  $p_2$ . Далее температура уже не понижается, а происходит конденсация газа при постоянной температуре. При этом из редукционного вентиля выходит двухфазная смесь. Жидкая фаза отделяется и выводится из установки, а газ через теплообменник возвращается в компрессор.

Применение теплообменника-охладителя 2 необходимо в том случае, когда сжижается газ, у которого температура инверсии ниже, чем комнатная температура: в этом случае дросселирование газа будет приводить не к понижению, а к повышению температуры. Поэтому при сжижении кислорода по методу Линде используется предварительное охлаждение жидким аммиаком, при сжижении водорода ( $T_{\text{инв}} \approx 183 \text{ К}$ ) — жидким азотом, а при сжижении гелия ( $T_{\text{инв}} \approx 38 \text{ К}$ ) — жидким водородом.

Пользуясь методом Линде с предварительным охлаждением, английский физик Д. Дьюар в 1898 г. впервые получил жидкий водород. Метод Линде был использован и для сжижения гелия, имеющего по сравнению с любыми другими газами самую низкую точку кипения (4,2 К); впервые жидкий гелий был получен в 1908 г. голландским физиком Г. Камерлинг-Оннесом.

В ожижительных установках, работающих по *методу Клода*<sup>1)</sup>, наряду с принципиально необратимым процессом расширения газа при адиабатном дросселировании используется адиабатное расширение с отдачей работы в детандере.

Как было показано в § 7.6, адиабатное расширение с отдачей внешней работы обеспечивает более эффективное охлаждение газа или жидкости, чем адиабатное дросселирование. В соответствии с уравнением (7.140)

$$\alpha_s > \alpha_h,$$

т.е.

$$\left( \frac{\partial T}{\partial p} \right)_s > \left( \frac{\partial T}{\partial p} \right)_h,$$

откуда следует, что при одних и тех же значениях  $p_1$  и  $p_2$  и одинаковой начальной температуре газа  $T_1$  температура газа после расширения  $T_2$  подчиняется неравенству

$$T_2^{(s)} < T_2^{(h)}, \quad (13.39)$$

где индекс ( $h$ ) относится к адиабатному дросселированию, а ( $s$ ) — к адиабатному расширению с отдачей работы.

Мы уже отмечали, что меньшая глубина охлаждения газа при адиабатном дросселировании по сравнению с охлаждением при адиабатном расширении с производством работы объясняется наличием принципиально неустранимых потерь вследствие необратимости в процессе дросселирования.

Схема ожижительной установки, работающей по методу Клода (обычно эти установки называют детандерными ожижителями), изображена на рис. 13.23. Отличие ее от установки Линде состоит в том, что вместо редукционного вентиля в ней используется детандер 2. Так же как и в установке, работающей по схеме Линде, в детандерном ожижителе применяется предварительное охлаждение газа, сжатого в компрессоре 1, в противоточном регенеративном теплообменнике 3. Что же касается теплообменника-охладителя, то его применение в детандерном ожижителе обязательно: поскольку при расширении газа в детандере температура газа всегда понижается, можно сжигать газ и без предварительного охлаждения посторонним хладагентом. Такое предварительное охлаждение применяется в детандерных ожижителях лишь для уменьшения продолжительности пускового периода установки.

Обычно в детандерных ожижителях одновременно используются и дросселирование, и расширение в детандере. В этом случае (рис. 13.24) поток газа, выходящий из компрессора 1, раздваивается: часть его расширяется в детандере 2

<sup>1)</sup> Назван по имени французского инженера Ж. Клода, предложившего этот метод в 1902 г.

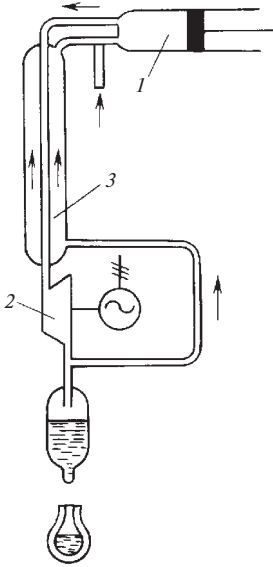


Рис. 13.23

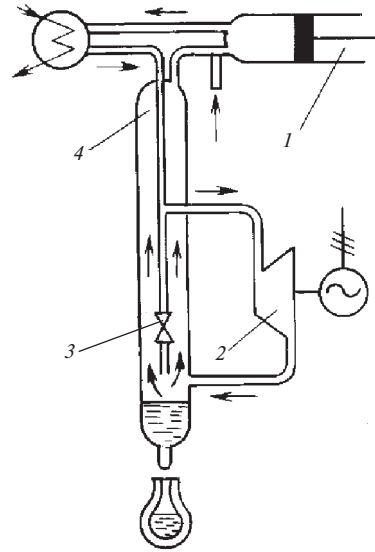


Рис. 13.24

и затем поступает в теплообменник 4, где охлаждает другую часть газа, поступающего к редукционному вентилю 3. Собственно сжиженный газ получается путем отделения жидкого компонента двухфазной смеси, выходящей из редукционного вентиля.

Понятно, что с точки зрения термодинамики детандерный ожижитель является более совершенным и эффективным аппаратом, чем ожижитель Линде, и требует лишь одного рабочего тела, хотя введение детандера несколько усложняет установку и увеличивает ее габаритные размеры.

Эффективность работы детандерных ожижителей в большой мере зависит от того, насколько велик внутренний относительный КПД собственно детандера. Коэффициент полезного действия современных поршневых детандеров имеет величину 0,65—0,90, как и турбодетандеров 0,85—0,92. Активно-реактивные турбодетандеры, конструкция которых разработана еще в 1938—1939 гг. советским физиком П.Л. Капицей, являются основой для крупных ожижительных установок.

[предыдущая глава](#)

[к оглавлению](#)

[следующая глава](#)