

## Регенеративный процесс холодильной машины.

Цикл холодильной машины парокompрессионной системы близко подходит к идеальному циклу тепловой машины, к циклу Carnot. В особенности это сходство близко в случае работы машины влажным ходом или со слабым перегревом в конце сжатия. Во всяком случае, восприятие тепла холодильным агентом полностью, а отдача тепла в большой своей части, происходит при температурах, весьма близких к постоянным. Существенным отклонением, наиболее сильно влияющим на понижение степени холодопроизводительности цикла холодильной машины, является процесс расширения холодильного агента в регулирующем вентиле, и, отчасти, процесс охлаждения перегретого пара в конденсаторе при работе сухим ходом машины. Расширение в регулирующем вентиле, кроме того, косвенно влияет на степень холодопроизводительности, так как следствием этого процесса является увеличение веса, а, следовательно, и объема, протекающего через машину в единицу времени рабочего агента.

Устранение этих потерь конструктивным добавлением к обычной схеме холодильной установки не удастся. Даже в углекислотной машине, где влияние потерь наиболее велико, замена регулирующего вентиля расширительным цилиндром не дало практических результатов.

Применение регенеративного принципа в схеме холодильной машины позволяет теоретически совершенно устранить эти потери цикла и указать более совершенную, и, в некоторых случаях, практически более выгодную схему работы.

Пусть (черт. I), требуется построить холодильную машину, дающую определенное число  $Q_1$  Cal холода при абсолютной температуре  $T_1$ , более низкой, чем температура окружающей среды  $T_2$ . Отдающие и воспринимающие тепло аппараты положим работающими при  $t = \text{Const.}$ , по крайней мере в определенных границах, отмеченных на чертеже линиями  $ab$  и  $cd$ .

Разобьем весь интервал  $T_2 - T_1$  на некоторое число  $n$  промежуточных частей. Назовем промежуточные температуры соответственно  $T_1', T_1'', T_1'''$  и т. д. до  $T_1^{(n-1)}$ . Проведем промежуточные изотермы, и представим себе ряд элементарных холодильных машин, числом  $n$ , работающих между пределами температур  $T_1$  и  $T_1'$ ,  $T_1'$  и  $T_1''$ , . . . . .,  $T_1^{(n-1)}$  и  $T_2$ , соответственно, и указанными боковыми границами  $ab$  и  $cd$ , с другой. Конденсатор указанных элементарных холодильных машин можно, при некоторых добавочных условиях, о которых будет сказано ниже, одновременно представить себе испарителем следующей в цепи элементарной машины. Процессы расширения и сжатия в каждой из элементарных машин представим себе протекающими без сообщения и отдачи тепла. Степень холодопроизводительности каждой из элементарных холодильных машин, работающих по циклу Carnot, будет соответственно:

Для первой машины:

$$K_1 = \frac{Q_1}{AL'} = \frac{T_1}{T_1' - T_1}$$

Для второй машины:

$$K_2 = \frac{Q_1''}{AL''} = \frac{T_1'}{T_1'' - T_1'} \dots \dots \dots (1)$$

Для  $n$ -ой машины:

$$K_n = \frac{Q_1^{(n-1)}}{AL^n} = \frac{T_1^{(n-1)}}{T_2 - T_1^{(n-1)}}$$

Здесь  $AL'$ ,  $AL''$ , . . .  $AL^n$ ,  $Q_1$ ,  $Q_1'$ ,  $Q_1''$ , . . .  $Q_1^{(n-1)}$  соответственно, работы и теплоты, сообщаемые рабочему агенту в первой, второй . . . до  $n$ -й машины.

Введя обозначения:

$$\begin{aligned} T_1' &= T_1 + \Delta T' \\ T_1'' &= T_1' + \Delta T'' \\ T_1''' &= T_1'' + \Delta T''' \\ &\dots \dots \dots (2) \\ T_2 &= T_1^{(n-1)} + \Delta T^{(n)} \end{aligned}$$

вычислим работу каждой элементарной машины. Имеем:

$$\begin{aligned} AL_1 &= Q_1 \frac{T_1}{\Delta T'} \\ AL'' &= Q_1' \frac{\Delta T''}{T_1'} \\ &\dots \dots \dots (3) \\ AL^{(n)} &= Q_1^{(n-1)} \frac{\Delta T^{(n)}}{T_1^{(n-1)}} \end{aligned}$$

Просуммировав эти равенства почленно, получаем:

$$\Sigma AL = AL = Q_1 \frac{\Delta T'}{T_1} + Q_1' \frac{\Delta T''}{T_1'} + \dots + Q_1^{(n-1)} \frac{\Delta T^{(n)}}{T_1^{(n-1)}} \dots \dots (4)$$

Прибавив и убавив от каждого члена правой части, за исключением первого, член вида

$$Q_1 \frac{\Delta T^{(n)}}{T_1}$$

получаем:

$$\begin{aligned} AL &= \frac{Q_1}{T_1} \left( \Delta T' + \Delta T'' + \Delta T''' + \dots + \Delta T^{(n)} \right) + \Delta T'' \left( \frac{Q_1'}{T_1'} - \frac{Q_1}{T_1} \right) + \\ &+ \Delta T''' \left( \frac{Q_1''}{T_1''} - \frac{Q_1}{T_1} \right) + \Delta T^{(n)} \left( \frac{Q_1^{(n-1)}}{T_1^{(n-1)}} - \frac{Q_1}{T_1} \right) \dots \dots \dots (5) \end{aligned}$$

Но  $\Delta T' + \Delta T'' + \dots = \Sigma \Delta T = T_2 - T_1$ , по условию. Величины  $\Delta T'$ ,  $\Delta T''$ ,  $\Delta T'''$  . . . по существу положительны. Выражения, стоящие в скобках, не могут быть отрицательными, ибо, как легко доказать, это приводит к противоречию со вторым законом термодинамики. Для данного случая, все эти величины равны нулю. В самом деле, элементарные холодильные циклы, согласно вышесказанному, связаны тем соотношением, что конденсатор каждой ступени является испарителем для последующей ступени. При существовании только двух источников тепла различной температуры, это возможно только при условии равенства соответствующих теплот. Рассматривая первый элементарный цикл, можно написать:

$$Q_1' = Q_1 + AL' \dots \dots \dots (6)$$

Поставив  $AL'$  из (3), и воспользовавшись (2):

$$Q_1' = Q_1 + Q_1 \frac{\Delta T'}{T_1} = \frac{Q_1}{T_1} T_1' \text{ или:}$$

$$\frac{Q_1'}{T_1'} - \frac{Q_1}{T_1} = 0 \dots \dots \dots (7)$$

Для второго цикла:

$$Q_1'' = Q_1' \frac{T_1''}{T_1'} \text{ или:}$$

$$\frac{Q_1''}{T_1''} - \frac{Q_1'}{T_1'} = 0 \text{ и т. д.}$$

Тогда, имеем окончательно из (5)

$$AL = \frac{Q_1}{T_1} (T_2 - T_1) \dots \dots \dots (8)$$

$$K = \frac{Q_1}{AL} = \frac{T_1}{T_2 - T_1} \dots \dots \dots (8')$$

Увеличивая число ступеней сжатия, в пределе при  $n = \infty$ , имеем ряд элементарных циклов, линии сжатия и расширения которых лишь на бесконечно малые высших порядков будут отличаться от соответствующих отрезков пограничных кривых  $ab$  и  $cd$ . Таким образом, рассматривая всю установку в целом, мы приходим к холодильной машине, работающей по циклу 1234, где 12 и 34 — произвольно выбираемые нами линии сжатия и расширения рабочего агента. Общая степень холодопроизводительности установки, согласно (8) или (8'), равна степени холодопроизводительности идеального цикла Carnot.

### Проведение регенеративного процесса.

Рассмотренный регенеративный процесс в конечном итоге столь же трудно провести, практически, как и цикл Carnot, т. к. он требует для своего осуществления бесконечно большое число промежуточных (элементарных) циклов. Тем не менее он представляет собою большой интерес, т. к. позволяет идти в сторону увеличения степени холодопроизводительности обычной холодильной машины. До известных пределов, по крайней мере, это увеличение степени холодопроизводительности обычной холодильной установки может оказаться, как показано дальше, практически выгодным. Установление этих пределов и является задачей дальнейшего.

Для решения этой задачи рассмотрим цикл холодильной пароконденсационной машины, работающей между заданными пределами температур  $T_1$  и  $T_2$ . Для замены этой машины регенеративной установкой с  $n$  ступенями сжатия, прежде всего необходимо определить, каковы должны быть пределы работы каждой ступени, т. е. найти положение промежуточных изотерм.

При этом предполагается, в соответствии с действительностью, что процесс получения холода в испарителе каждой ступени происходит целиком при  $t = \text{Const.}$ , т. е. лежит на диаграмме (черт. 2) между пограничными кривыми  $ab$  и  $cd$ . Процесс в конденсаторе может лишь частично протекать внутри пограничных кривых (сухой ход). В остальном оставляем процессы произвольными.

Проведя  $n-1$  промежуточных изобар, назовем соответствующие им изотермы внутри области  $abcd$   $T_{12}, T_{13}, \dots, T_{1(n-1)}$ . Начало или конец линии сжатия каждой ступени лежат на пограничной кривой  $cd$ .

Для первой ступени:

$$Q_{21} = Q_{11} + AL_1 \dots \dots \dots (9)$$

где  $Q_{21}$  — тепло отданное в конденсаторе

$Q_{11}$  » полученное в испарителе 1-й ступени на 1 kg.

Отдача 1-й ступени:

$$K_1 = \frac{Q_{11}}{AL_1} \dots \dots \dots (10)$$

Соответственно, 2-й, 3-й . . . . . n-й ступени:

$$\begin{aligned} Q_{22} &= Q_{12} + AL_2 \\ Q_{23} &= Q_{13} + AL_3 \\ \dots \dots \dots (9) \end{aligned}$$

$$Q_{2(n-1)} = Q_{1(n-1)} + AL_{(n-1)}$$

$$Q_{2n} = Q_{1n} + AL_n$$

$$K_2 = \frac{Q_{12}}{AL_2}$$

$$K_3 = \frac{Q_{13}}{AL_3}$$

$$\dots \dots \dots (10)$$

$$K_n = \frac{Q_{1n}}{AL_n}$$

Если конденсатор каждой ступени служит одновременно испарителем следующей, то это может быть осуществлено только в том случае, если в этом конденсаторе-испарителе не будет происходить накопление тепла. Ясно, что при условии работы лишь одного агента, это возможно только в том случае, когда весовое количество рабочего вещества во второй, 3-й и т. д. ступени, приходящееся на 1 kg. агента предыдущей ступени соответственно  $g_2, g_3, \dots, g_n$ .

Тогда условие совместной работы отдельных ступеней будет:

$$\begin{aligned} Q_{21} &= g_2 Q_{12} \\ Q_{22} &= g_3 Q_{13} \\ Q_{23} &= g_4 Q_{14} \dots \dots \dots (11) \\ Q_{2(n-1)} &= g_n Q_{1(n)} \end{aligned}$$

Вставив эти соотношения в (10) и воспользовавшись (9), имеем:

$$\begin{aligned} K_1 &= \frac{Q_{11}}{AL_1} \\ K_2 &= \frac{Q_{21}}{g_2 AL_2} = \frac{Q_{11} + AL_1}{g_2 AL_2} \\ K_3 &= \frac{Q_{22}}{g_3 AL_3} = \frac{Q_{12} + AL_2}{g_3 AL_3} \dots \dots \dots (12) \\ K_n &= \frac{Q_{2(n-1)}}{g_n AL_{(n)}} = \frac{Q_{1(n-1)} + AL_{(n-1)}}{g_n AL_{(n)}} \end{aligned}$$

В результате работы всей установки мы получим  $Q_{11}$  Cal. холода при температуре  $T_1$ , затратив для этого работу

$$AL = AL_2 + g'' AL_2 + g''' AL_3 + \dots + g^{(n)} AL_n \dots \dots \dots (13)$$

где  $g''$   $g'''$   $g^{(n)}$  . . .  $g^n$  — количество агента, работающего в каждой ступени на 1 kg. рабочего агента первой ступени.

Ясно, что:

$$g'' = g_2$$

Далее:

$$g''' = g_2 g_3$$

$$g^{(4)} = g_2 g_3 g_4$$

$$\dots \dots \dots (14)$$

$$g^n = g_2 g_3 g_4 \dots g_n$$

Тогда работа всей машины будет:

$$AL = AL_2 + g_2 AL_2 + g_2 g_3 AL_3 + g_2 g_3 g_4 AL_4 + \dots + g_2 g_3 \dots g_n AL_n \dots \dots \dots (15)$$

и общая степень холодопроизводительности:

$$K = \frac{Q_n}{AL} = \frac{Q_{11}}{AL_1 + g_2 AL_2 + \dots + g_2 g_3 g_4 \dots g_n AL_n} \dots \dots \dots (16)$$

Для окончательного определения  $k_1, k_2, \dots k_n$  и  $k$ , необходимо ввести еще одно условие. Это понятно, т. е. условию (11) свободно можно удовлетворить на любой изобаре (изотерме) конденсации. Среди разнообразия возможных условий естественно выбрать условие равенства работ отдельных ступеней, т. е. положить:

$$AL_1 = g'' AL_1 = g''' AL''' = \dots = g^{(n)} AL_{(n)} \dots \dots \dots (17)$$

Тогда, имеем из равенств (12) и (10).

$$K_1 = \frac{Q_{11}}{AL_1}$$

$$K_2 = K_1 + 1$$

$$K_3 = K_2 + 1$$

$$\dots \dots \dots (18)$$

$$K_{(n)} = K_{(n-1)} + 1$$

что можно записать и так:

$$K_1 = \frac{Q_{11}}{AL_1}$$

$$K_2 = K_1 + 1$$

$$K_3 = K_1 + 2$$

$$K_4 = K_1 + 3$$

$$\dots \dots \dots (19)$$

$$K_{(n)} = K_1 + (n-1)$$

Работа всей холодильной установки будет:

$$AL = n \cdot AL_1 \dots \dots \dots (20)$$

И степень холодопроизводительности:

$$K = \frac{K_1}{n} \dots \dots \dots (21)$$

В случае работы каждой ступени по циклу Carnot эти равенства приводят к одинаковому температурному перепаду. В самом деле, в этом случае:

$$K = \frac{T_1}{T_2 - T_1} \text{ и}$$

$$K_1 = \frac{T_1}{\Delta T_1}$$

Согласно (21).

$$\frac{T_1}{n \Delta T_1} = \frac{T_1}{T_2 - T_1}, \text{ т. е.}$$

$$\Delta T_1 = \frac{T_2 - T_1}{n} \dots \dots \dots (22)$$

$$K_2 = K_1 + 1 = \frac{n T_1}{T_2 - T_1} + 1 \text{ или}$$

$$\Delta T_2 = \Delta T_1$$

Продолжая далее, получим:

$$\Delta T_1 = \Delta T_2 = \Delta T_3 = \dots = \Delta T_n = \frac{T_2 - T_1}{n} \dots \dots \dots (22')$$

Степень холодопроизводительности при этом будет та же, что и машины Carnot, между пределами  $T_2 - T_1$ .

Если же отдельные элементарные машины работают не по циклу Carnot, а, хотя бы по обычному циклу холодильной машины, то, при равенстве отдельных работ, равенства температурных перепадов не будет, и общая степень холодопроизводительности будет, конечно, ниже таковой же для цикла Carnot. Тем не менее, понятно, что с увеличением числа ступеней, степень холодопроизводительности всей установки все более приближается к идеальной, т. е. относительная разница между произвольным циклом с двумя изотермами и циклом Carnot между теми же изотермами делается все меньше по мере сдвигания изотерм друг к другу.

Принимая во внимание ненадежность и сложность известных уравнений состояния влажного и перегретого пара, был произведен ряд графических подсчетов по JS диаграмме многоступенчатых регенеративных циклов аммиачной холодильной установки при разнообразных условиях. В таблице I-й приведены промежуточные температуры некоторых циклов.

Т А Б Л И Ц А I.

Число ступеней	2	3			4	Примечание	
Пром. темп.							
Хода влажного ...	7,5	17,5	-3,2	24,0	7,5	-9,0	Температура конденсации..... 40,0 Температура испарения..... 25,0
Хода сухого.....	7,75	18,0	-3,5	23,5	7,5	-8,0	
Carnot .....	7,5	18,3	-3,4	23,7	7,5	-8,8	
Влажного хода ...	—	—	—	—	—	—	
Сухого хода.....	0	6,5	-6,0	11,0	0,4	-10,0	t конденсации.. 20,0
Carnot .....	0	6,6	-6,6	10,0	0	-10,0	t испарения.... 20,0

Эта таблица показывает, что температуры раздела лежат очень близко к теоретическим, вычисленным по циклу Carnot. Отклонения, наибольшие около  $1^\circ \text{C}$ ., возможно, вызваны некоторой неточностью таблицы, масштаб которой недостаточно крупен для этих вычислений.

Установив это обстоятельство, можно построить в JS диаграмме для заданных пределов температур работы холодильной машины ряд многоступенчатых циклов и вычислить степень холодопроизводительности каждого из них. Практически это проще всего осуществить путем попыток. Наметив на глаз температуру  $T_{(n-1)}$ , строим на диаграмме цикл верхней ступени. Определив его степень холодопроизводительности, вычисляем степень холодопроизводительности следующей ступени, уменьшив полученное число на единицу.

Для влажного хода холодильной машины (черт. 3), кроме этого, можно считать известным тепло конденсатора  $n-1$  ступени, на 1 kg рабочего агента, равное скрытой теплоте парообразования при темп.  $t_{(n-1)}$ . Но, так как

$$\frac{Q_{2(n-1)}}{AL_{(n-1)}} = K_{(n-1)} - 1 = K_m \dots \dots \dots (23)$$

то можно подсчитать работу  $n-1$  ступени, и нанеся ее в диаграмму, определить графически  $t_{(n-2)}$ .

Продолжая это построение, мы приходим к температуре  $t'_1 \geq t_1$  — заданной температуры испарителя. В зависимости от полученного результата, повторяем построение, сдвинув, темп.  $t_{(n-1)}$  вверх или вниз. Практически возможная вариация температур настолько незначительна, что удовлетворительное совпадение получается при небольшом числе попыток даже при большом числе ступеней.

Для сухого хода холодильной машины (черт. 4), заранее определенным является лишь начало сжатия каждой ступени, а именно, на пограничной кривой. Тем не менее, наметив по предыдущему темп.  $t_{(n-1)}$ , определяем  $K_{(n)}$  и  $K_{(n-1)}$ . Подбор конца сжатия ( $n-1$ ) ступени и в этом случае не представляет особых затруднений, так как каждой точке на изобаре конденсации ( $n-1$ ) ступени отвечает определенное значение теплосодержания, по которому можно подсчитать и работу ( $n-1$ ) ступени и сверить их с (23). И здесь подбор может вестись в пределах настолько малых, что практически это не затруднительно.

Построив ( $n-1$ ) цикл, тем же путем строим ( $n-2$ ) и т. д.

При небольшом числе ступеней может оказаться более целесообразным идти немного другим путем. Из общих соотношений (11) и (17) можно написать:

$$g_n Q_{1n} = Q_{1(n-1)} + AL_{(n-1)} \dots \dots \dots (24)$$

$$AL_{(n-1)} = g_n AL_n \dots \dots \dots (25)$$

Исключив  $g_n$ , имеем:

$$\frac{AL_{(n-1)}}{AL_n} = \frac{Q_{2(n-1)}}{Q_{1n}} \dots \dots \dots (26)$$

что для влажного хода холодильной машины дает соотношение: (черт. 3).

$$\frac{\Delta L_{(n-1)}}{\Delta L_{(n)}} = \frac{R_{(n-1)}}{J_3 - J'_n} \dots \dots \dots (27)^1,$$

из которого при построенном цикле  $n$ -й ступени определяется работа  $(n-1)$  ступени.

Для сухого хода соотношение 26 переписывается: (черт. 4)

$$\frac{\Delta L_{(n-1)}}{\Delta L_{(n)}} = \frac{J_4 - J'_{n-1}}{J'_{(n-1)} - J'_n} \dots \dots \dots (28)^2$$

Это соотношение дает возможность проверить правильность построения точки 4, т. е. ею одновременно определяются  $\Delta L_{(n-1)}$  и  $J_4$ .

Этими методами были подсчитаны степени холодопроизводительности при различных условиях работы холодильной машины и различном числе ступеней сжатия. Результаты некоторых подсчетов сведены в таблицы II и III.

Т А Б Л И Ц А II.

Число ступеней	Carnot	Влажный ход					Сухой ход				Примечание
		1	2	3	4	5	1	2	3	4	
Степень хол-сти	3,83	3,10	3,47	3,62	3,65	3,68	2,74	3,21	3,28	3,39	
$\frac{K}{K_c} 100\%$	100	81,0	90,6	94,5	95,3	96,1	71,6	83,8	85,8	88,5	t конд. 40° t исп. 22°
$\frac{K-K_1}{K_1} 100\%$	—	0	11,9	16,8	17,7	18,7	0	17,1	19,7	23,7	
K	4,21	3,48	3,82	4,03	4,07	—	3,12	3,56	3,73	3,74	t конд. 40°
$\frac{K}{K_c} 100\%$	100	82,7	90,7	95,8	96,6	—	71,1	84,6	88,6	88,8	t исп. 20°
$\frac{K-K_1}{K_1} 100\%$	—	0	9,8	15,8	17,0	—	0	14,1	19,6	19,9	
K	5,26	4,45	4,85	5,04	5,12	—	4,02	4,56	4,71	4,76	t конд. 40°
$\frac{K}{K_c} 100\%$	100	84,6	92,2	95,9	97,4	—	76,4	86,6	89,6	90,5	t исп. 10°
$\frac{K-K_1}{K_1} 100\%$	—	0	9,0	13,3	15,1	—	0	13,1	17,2	18,4	

<sup>1)</sup>  $R_{n-1}$  — скрытая теплота парообразования при температуре  $T_{(n-1)}$ ,  $J_3$  — теплосодержание в точке 3 (см. черт. 3),  $J'_n$  — теплосодержание жидкости при температуре  $T_n$ .

<sup>2)</sup>  $J_4$  — теплосодержание пара в точке 4 (см. черт. 4),  $J'_{n-1}$  и  $J'_{(n-1)}$  — теплосодержание сухого насыщенного пара и жидкости при температуре  $T_{(n-1)}$ .



Т А Б Л И Ц А Ш.

	Carnot	С у х о й х о л				Примечание
		1	2	3	4	
n						
K	5,06	3,99	4,37	4,45	4,47	
$\frac{K}{K_c} 100\%$	190	78,8	86,4	88,0	88,1	t конд. 30° t исп. 20°
$\frac{K - K_t}{K_t} 100\%$	—	0	9,5	11,5	12,0	
K	6,32	5,21	5,50	5,54	5,56	t конд. 20°
$\frac{K}{K_c} 100\%$	100	82,1	87,0	87,6	88,0	t исп. 20°
$\frac{K - K_t}{K_t} 100\%$	—	0	5,5	6,2	6,7	
K	8,44	7,22	7,36	7,46	7,50	t конд. 10°
$\frac{K}{K_c} 100\%$	100	85,6	87,2	88,4	88,9	t исп. 20°
$\frac{K - K_t}{K_t} 100\%$	—	0	1,9	3,3	3,9	

Из этих подсчетов можно вывести следующие заключения:

1. Увеличение степени холодопроизводительности цикла холодильной машины путем введения многоступенчатого сжатия с регенерацией достигает довольно значительных величин. При умеренном числе ступеней (3—4) достигаются величины K, составляющие в среднем 88—90% степени холодопроизводительности цикла—Carnot.

2. Улучшение отдачи холодильной машины особенно значительно при больших разностях температур испарения и конденсации. Совершенство цикла, которое можно оценить отношением степени холодопроизводительности цикла к степени холодопроизводительности цикла Carnot между теми же пределами температур уже при 4 ступенях делается почти независимым от температурного интервала. Это показывает, что этим путем действительно уничтожается потеря холодопроизводительности, являющаяся следствием необратимости процесса мятия жидкости в регулирующем вентиле и непостоянства температуры охлаждения перегретого пара.

3. Относительное увеличение степени холодопроизводительности значительно больше при сухом ходе холодильной установки, чем при влажном. Практически, холодильные установки теперь обычно работают сухим ходом, и причину этого можно считать выясненной в результате последних исследований в этой области. Тем не менее, слишком высокий перегрев пользы не приносит. По самому принципу работы с регенерацией ясно, что при этом работа машины может производиться в области, практически наиболее выгодной в смысле потерь вследствие теплообмена между рабочим агентом и стенками цилиндра компрессора.

4. При одной и той же разности температур улучшение цикла значительно больше в случае высокой температуры конденсации, чем низкой тем-

пературы испарения. При дорогой воде для конденсатора или высокой ее температуре экономия может оказаться настолько значительной, что вполне оправдывает введение пяти и шестиступенчатого регенеративного сжатия.

5. Практически, наиболее показательными являются последние строки каждой таблички. Они показывают выигрыш степени холодопроизводительности, достигаемый многоступенчатым регенеративным сжатием в сравнении с обычной холодильной машиной в %. При средних условиях работы холодильной установки и 3—4 ступенях сжатия, этот выигрыш достигает 15—20% величины, которой никак нельзя пренебречь в балансе холодильной установки.

Эти цифры имеют вполне реальное, а не только теоретическое значение. По данным немецкой литературы можно считать установленным, что степень холодопроизводительности двухступенчатой холодильной установки примерно на 10% выше, чем для одноступенчатой (при средних условиях). Один взгляд на таблицы 2 и 3 убеждает нас, что эта цифра выше, чем теоретический выигрыш. Причину этого надо искать в неучитываемой нами потере холодопроизводительности вследствие термического влияния стенок цилиндра компрессора, которая, естественно, будет меньше при меньших пределах температур каждой ступени.

Конструктивное осуществление регенеративного многоступенчатого цикла легко связать с многоступенчатым турбокомпрессором. В этом случае усложнение установки будет не больше того, какое имеется при применении многоступенчатых турбокомпрессоров вообще. Промежуточные охладители могут быть осуществлены в переходных для газа каналах из одной ступени в другую.

Конструктивная схема многоступенчатой регенеративной холодильной установки показана на черт. 5.

Компрессор первой ступени всасывает пары холодильного агента из испарителя. Сжатый пар посылается в первый промежуточный охладитель, где он конденсируется. Равное по весу количество жидкости проходит через первый регулирующий вентиль в испаритель.

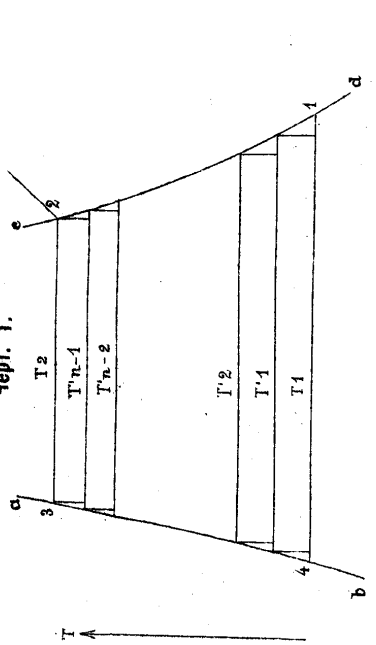
Конденсация пара совершается за счет теплоты испарения холодильного агента, работающего во второй ступени. Этот агент в виде жидкости подводится через второй регулирующий вентиль из второго промежуточного охладителя в первый, и отсасывается отсюда в виде пара компрессором второй ступени и т. д.

Компрессор последней  $n$  ступени, посылает весь отсосанный из  $n$  промежуточного охладителя пар в конденсатор, где пар охлаждается и конденсируется водой. Через  $n$  регулирующий вентиль жидкость из конденсатора проходит в  $n$  промежуточный охладитель.

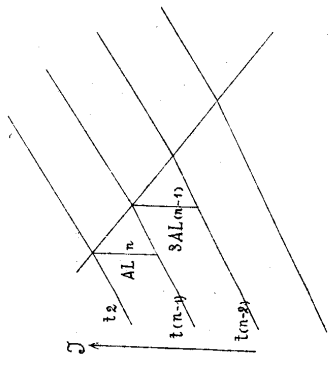
Промежуточные охладители могут работать смешением или поверхностной теплопередачей, в зависимости от конструктивных особенностей установки.

Нужно ожидать, что в крупных холодильных установках будущего, которые по своему естественному расположению будут принуждены работать с значительной разностью температур испарения и конденсации, многоступенчатый регенеративный процесс займет подобающее ему место. Нельзя не отметить и того обстоятельства, что при небольшом конструктивном изменении такая установка может отдать некоторое количество холода и при температуре, более высокой, чем температура испарителя, что в практическом балансе холодильной установки также может сыграть свою роль.

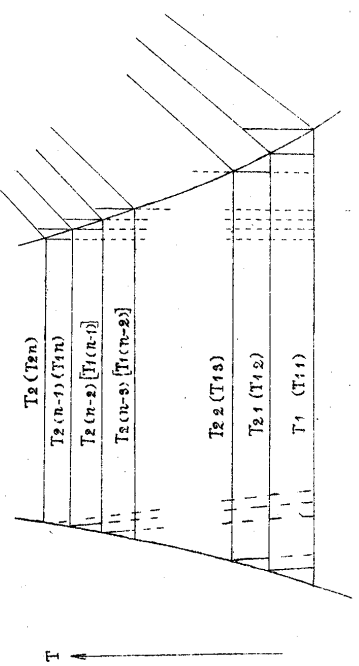
Черт. 1.



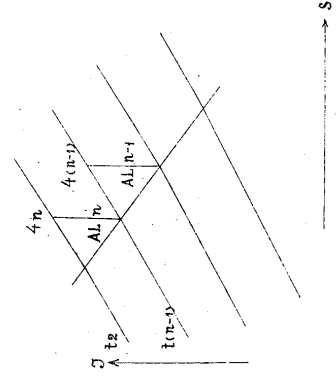
Черт. 3.



Черт. 2.



Черт. 4.



Черт. 5.

