

СОДЕРЖАНИЕ

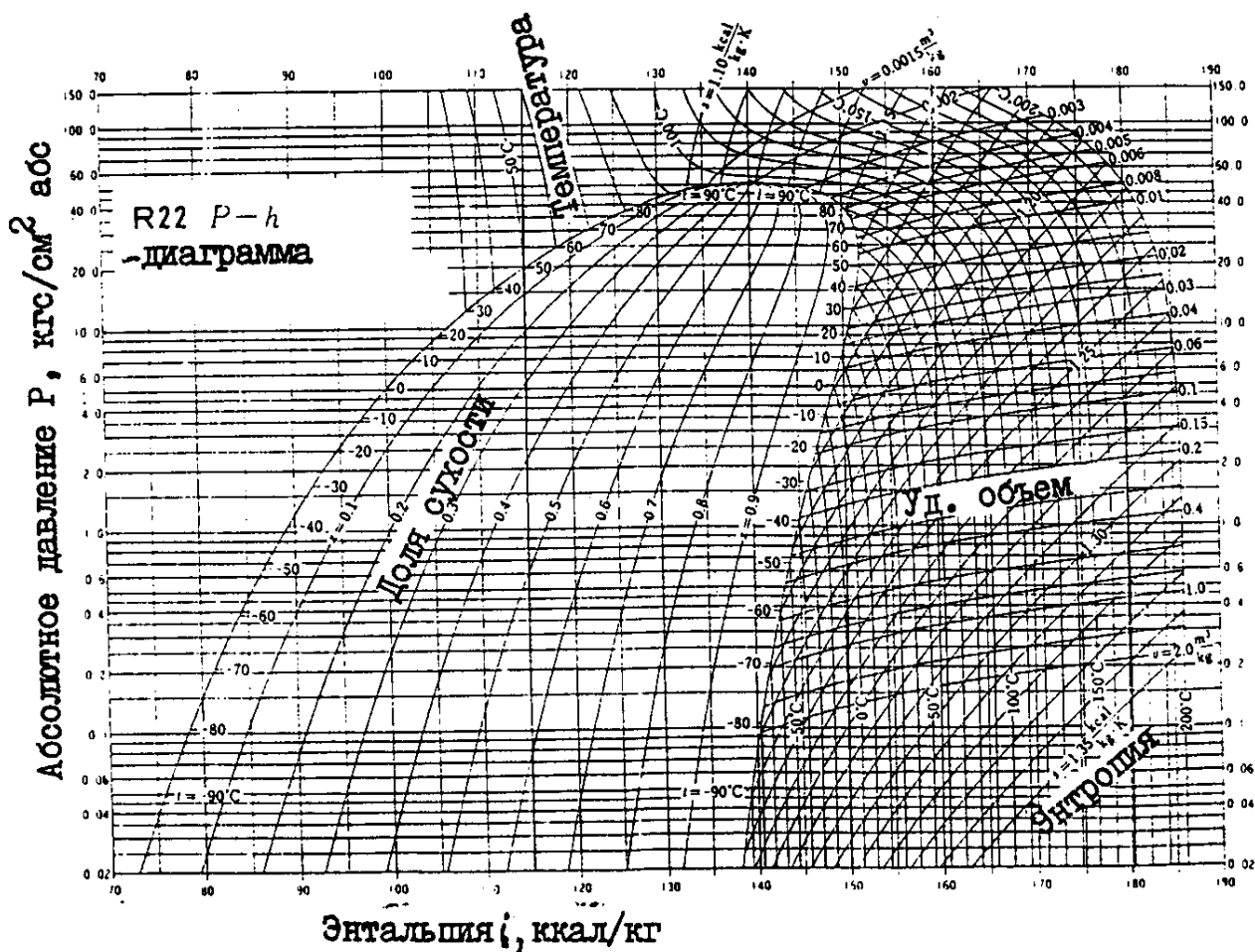
	Стр.
Глава 2. ДИАГРАММА МОЛЬЕ	2
2.1. Диаграмма Молье	3
2.2. Как читать диаграмму Молье	3
2.3. Холодильный цикл на диаграмме Молье	10
2.3.1. Как отобразить холодильный цикл на диаграмме Молье	10
2.3.2. Каковы необходимые условия для построения холодильного цикла по диаграмме Молье	12
2.4. Что можно узнать из холодильного цикла на диаграмме Молье?	14
2.4.1. Рабочее состояние в каждой части холодильного цикла	14
2.4.2. Холодопроизводительность, тепловой эквивалент работы сжатия, нагрузка кондиционера и холодильный коэффициент	14
2.5. Производительность системы	17
2.6. Поиск неисправностей по диаграмме Молье	21
2.6.1. Чрезмерно высокое давление конденсации	21
2.6.2. Недостаточная циркуляция хладагента	24
2.6.3. Избыточная циркуляция хладагента	26
2.6.4. Недостаточный теплообмен через испаритель	28
2.6.5. Большая нагрузка по холоду	30
2.6.6. Неисправная система сжатия	31

Глава 2. ДИАГРАММА МОЛЬЕ

В поисках неисправности мастер по ремонту и техническому обслуживанию кондиционеров и других холодильных машин должен точно определить, что происходит внутри холодильной системы. Так как система запаяна, мастер пользуется приборами для измерения давления и температуры. Он также обращает внимание на смотровое стекло-уровнемер, проверяя количество залитого холодильного агента и его сухость. Значительная часть диагностирования основана на логических рассуждениях.

Мастеру необходимо знать, что же происходит внутри системы. Он должен зрительно представлять поведение хладагента и какую работу выполняет каждый элемент системы. Диаграмма Мольте (рис.2.1) оказывает мастеру существенную помощь в его работе.

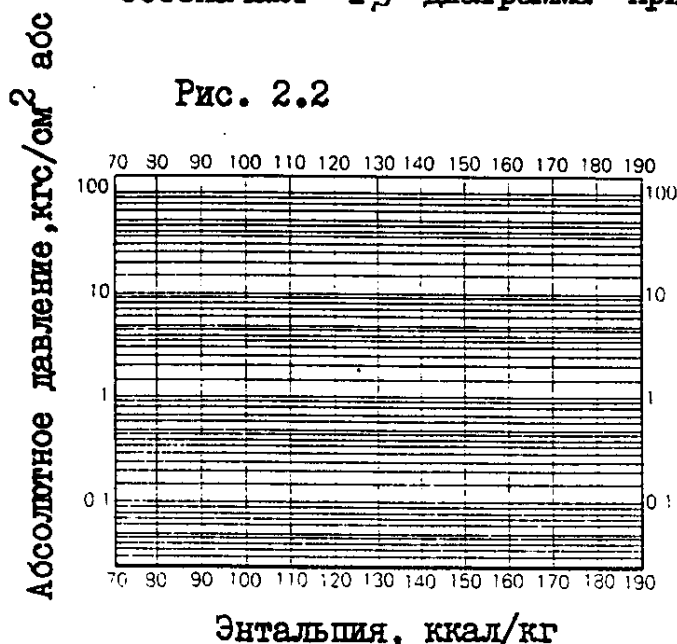
Рис. 2.1. Диаграмма Мольте для хладагента R22



По диаграмме Молье определяют также производительность холодильной машины. В данной главе будут рассмотрены основные положения диаграммы Молье, помогающие мастерам анализировать состояние холодильной системы.

2.1. ДИАГРАММА МОЛЬЕ

График, на котором условия пребывания хладагента при любом термодинамическом состоянии в любой части цикла могут быть представлены в виде точки, называется диаграммой Молье. Его также называют иногда "P-ц- диаграмма" или "Диаграмма зависимости давления от энтальпии" (В русской научной литературе этот график обозначают "I_с-диаграмма- Прим. перев.).



2.2. КАК ЧИТАТЬ ДИАГРАММУ МОЛЬЕ

(1) На рис. 2.2 горизонтальные линии выражают постоянное давление, а вертикальные — постоянную энтальпию, или, иными словами, количество теплоты, содержащейся в одном килограмме хладагента.

Примечание: На графике давления — это абсолютные давления, представленные в логарифмической шкале.

Энтальпия. Хотя энтальпию иногда определяют как "суммарная теплота", ее более точное определение применительно к холодильной технике — сумма всей энергии, переданной заданной массой материала при любом термодинамическом состоянии.

Формула расчета энтальпии имеет вид:

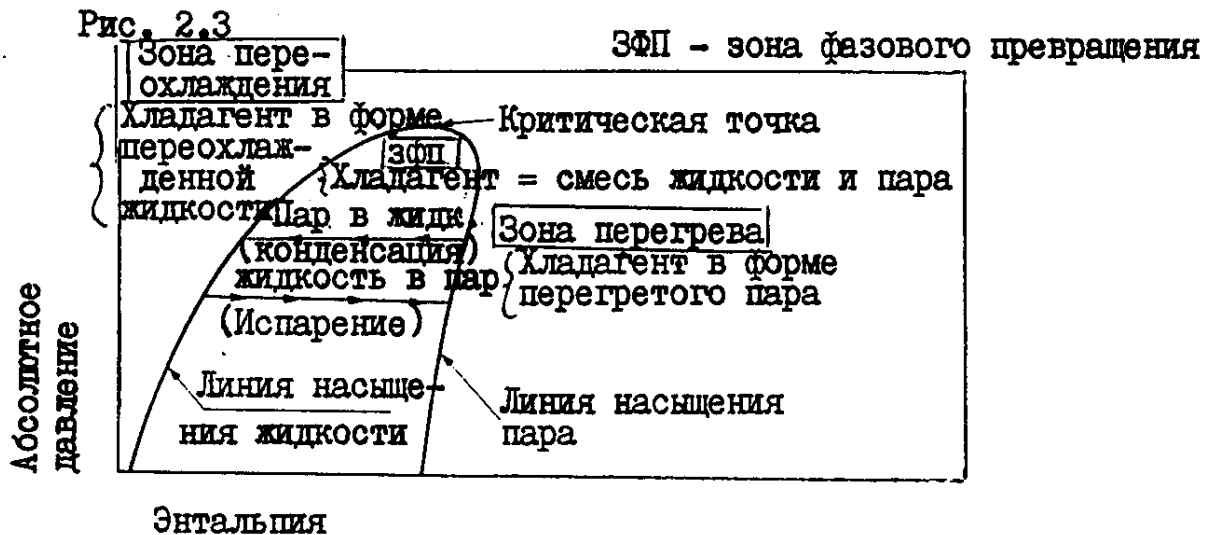
$$h = u + p \nu / j ,$$

где h - энтальпия, ккал/кг; u - внутренняя энергия, ккал/кг;
 p - абсолютное давление, кгс/см²; ν - удельный объем, м³/кг;
 j - механический эквивалент энергии.

(2) Линия насыщения жидкости и линия насыщения пара

Показанный на рис. 2.3 график разделен на три главные зоны, разделенные линией насыщения жидкости и линией насыщения пара.

(Насыщенная жидкость и насыщенный пар объяснены в п. I.3.3.)



Область слева от линии насыщения жидкости называется "зоной переохлаждения". В любой точке внутри зоны переохлаждения хладагент будет находиться в жидком состоянии и его температура будет ниже температуры насыщения, соответствующей его давлению.

Область справа от линии насыщения пара называется "зоной перегрева" и хладагент в этой зоне имеет форму перегретого пара.

Центральная область графика, заключенная между линией насыщения жидкости и линией насыщения пара, называется "зоной фазового превращения", которая отражает переходы хладагента из жидкого состояния в пар и наоборот. В любой точке между этими двумя

линиями хладагент находится в форме парожидкостной смеси.

Ж Как показано на рис. 2.3, точка, в которой соединяются линия насыщения жидкости и линия насыщения пара, называется "критической точкой". Температура и давление в этой точке называются соответственно "критическая температура" и "критическое давление".

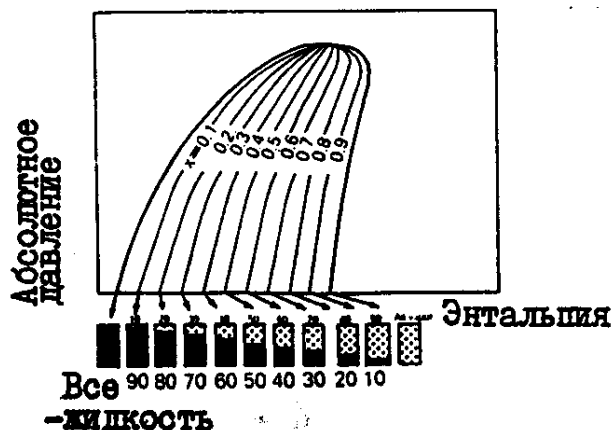
Критическая температура любого газа является наивысшей температурой, при которой газ конденсируется под действием давления. У различных газов критическая температура различная (см. табл. 2.1).

Критическое давление - это давление насыщения при критической температуре.

Таблица 2.1

Вещество	Критическая температура, °С	Критическое давление, кгс/см ² абс
Вода	374,0	225,5
Углекислый газ	31,0	75,2
Аммиак	132,4	115,2
Хладагент R-22	96,2	50,9
Воздух	-140,7	38,4
Водород	-239,9	13,2
Гелий	-267,9	2,33

Рис. 2.4



(3) Линии постоянной сухости (рис. 2.4)

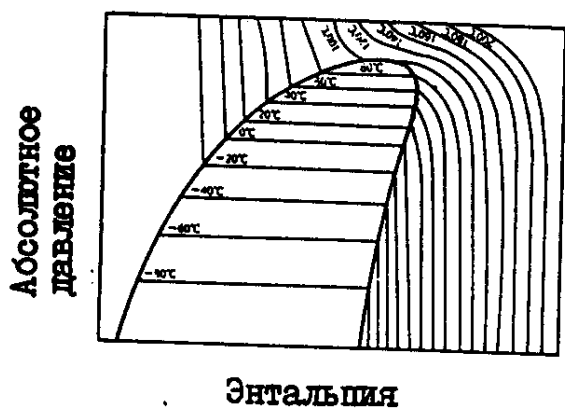
Превращение из жидкой фазы в паровую нарастает прогрессивно слева направо, а из паровой в жидкую - справа налево.

Парожидкостная смесь у линии насыщения жидкости – почти вся жидкая. Наоборот, парожидкостная смесь у линии насыщения пара – почти вся – пар.

Линии "сухости", спускающиеся от критической точки вниз через среднюю часть графика и почти параллельно линиям насыщения жидкости и пара, отражают процентное содержание пара в смеси через интервалы в 10 %.

Например, в любой точке на линии сухости, самой близкой к линии насыщения жидкости, сухость парожидкостной смеси (x) равна 0,1. Это означает, что в смеси 10 % по массе (по весу) составляют пар, а 90 % – жидкость.

Рис. 2.5

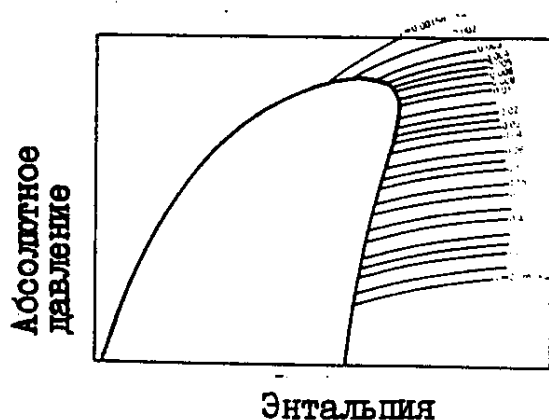
(4) Линии постоянной температуры (рис.2.5)

Температуру хладагента можно определить графически по линиям постоянной температуры.

Линии постоянной температуры в зоне переохлаждения на графике почти вертикальные и параллельные линиям постоянной энтальпии. Поскольку хладагент меняет свое состояние при постоянных

температуре и давлении, то через центральную часть графика линии постоянной температуры пересекают горизонтально и параллельно линиям постоянного давления. У линии насыщения пара, где линии постоянной температуры снова изменяют свое направление, они резко падают вниз графика, так как попадают в зону перегретого пара.

Рис. 2.6

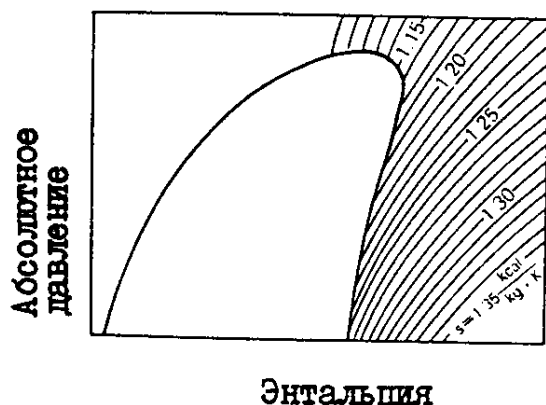


(5) Линии постоянного удельного объема
(рис. 2.6)

Удельный объем хладагента можно определить графически с помощью линий постоянного удельного объема. Кривые, почти горизонтальные линии, пересекающие зону перегретого пара, являются линиями постоянного удельного объема.

Удельный объем материала – это объем, занимаемый одним килограммом массы материала и выраженный в $\text{м}^3/\text{кг}$.

Рис. 2.7



(6) Линии постоянной энтропии (рис. 2.7)

Энтропию хладагента можно определить по линиям постоянной энтропии на графике. Кривые, диагонально пересекающие зону перегретого пара, есть линии постоянной энтропии.

Энтропия данной массы материала при любых определенных условиях – это выражение суммарной теплоты, передаваемой материалу за один градус абсолютной температуры для перевода этого материала в состояние из первоначального состояния, принятого за ноль энтропии.

Можно найти точку

ж На диаграмме Моллье, отражающую состояние хладагента при любых определенных термодинамических условия, если известны два свойства хладагента в этом состоянии. Когда точка состояния найдена, непосредственно на диаграмме можно прочитать все остальные свойства хладагента.

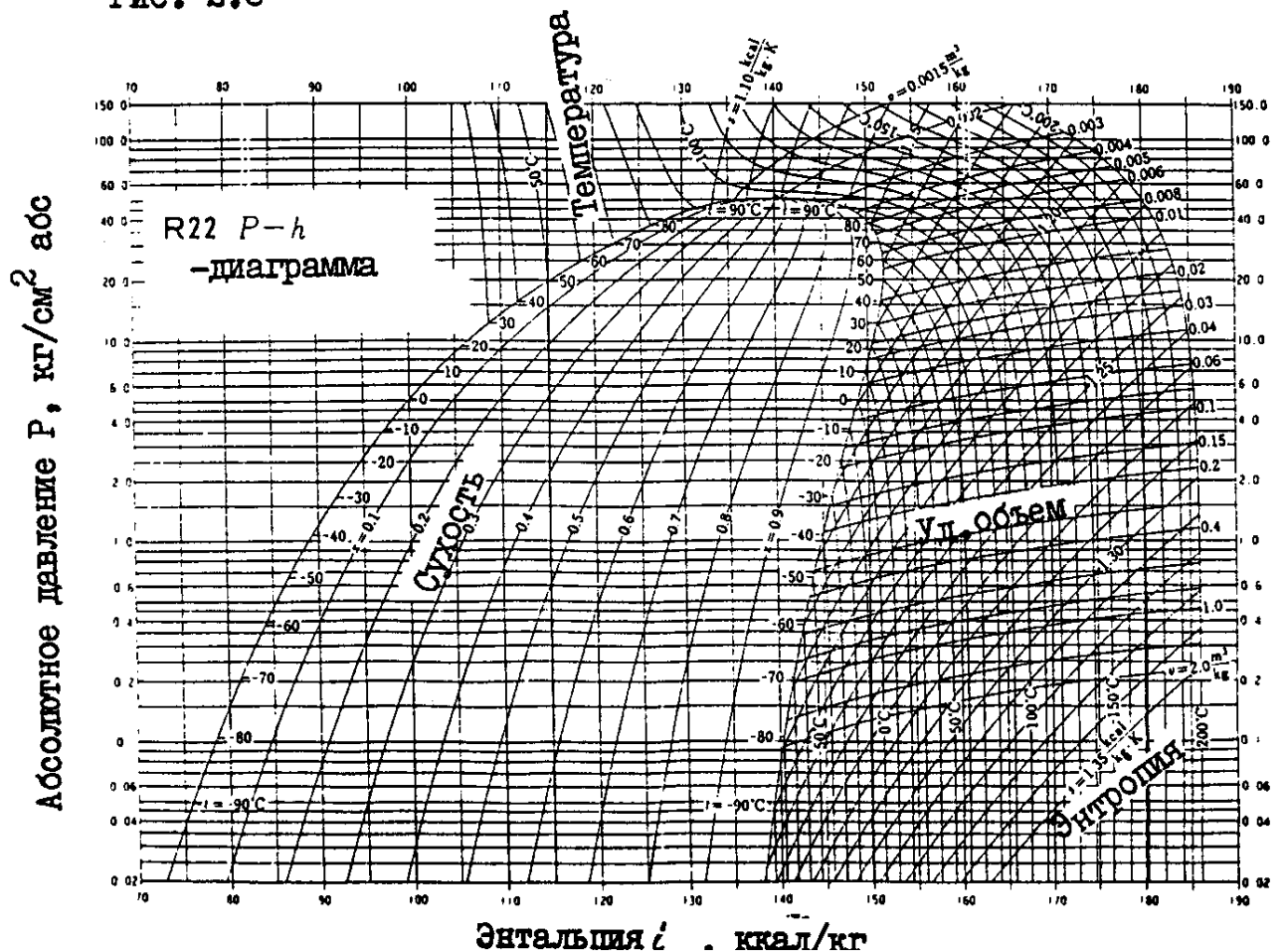
Пример :

Заполнить в табл. 2.2 все графы для точек А...Е холодильного агента R-22, определив параметры по диаграмме Молье (рис. 2.8). (Поставьте косую черту "/" против тех, параметров, которые вы не сможете найти на диаграмме Молье.)

Таблица 2.2

Точка	Абсолютное давление, кгс/см ² абс	Температура °С	Энтальпия, ккал/кг	Энтропия ккал/кгК	Удельный объем, м ³ /кг	Су-хость	Физическое состояние
А	6,0	80	(1)	(2)	(3)	(4)	(5)
В	25,0	(6)	115,0	(7)	(8)	(9)	(10)
С	2,0	(11)	125,0	(12)	(13)	(14)	(15)
Д	12,5	(16)	151,0	(17)	(18)	(19)	(20)
Е	(21)	0	(22)	(23)	0,8	(24)	(25)

Рис. 2.8

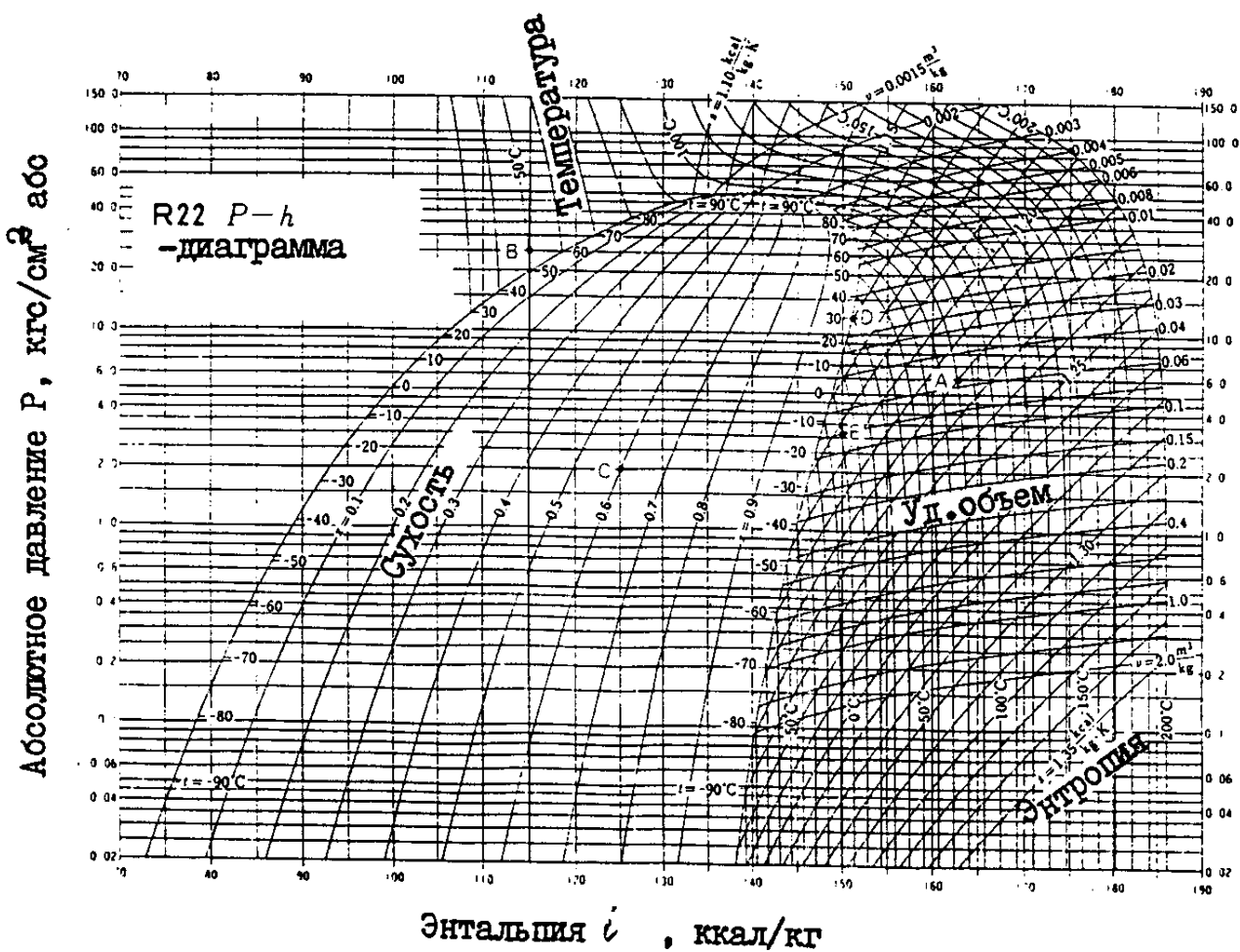


Решение:

Таблица 2.3

Точка	Абсолютное давление, кгс/см ² абс	Температура, °С	Энтальпия, ккал/кг	Энтропия, ккал/кгК	Удельный объем, м ³ /кг	Су-хость	Физическое состояние
A	6,0	80	(1) 162,8	(2) 1,22	(3) 0,55	(4) /	(5) Перегретый пар
B	25,0	(6) 50	(11) 115,0	(7) /	(8) /	(9) /	(10) Переохлажденная жидкость
C	2,0	(11) -26	(12) 125,0	(12) /	(13) /	(14) 0,6	(15) Парожидкостная смесь
D	12,5	(16) 30	(15) 151,0	(17) 1,17	(18) 0,02	(19) 1,0	(20) Насыщенный пар
E	(21) 3,2	0	(22) 150,0	(23) 1,193	0,08	(24) /	(25) Перегретый пар

Рис. 2.9



2.3. ХОЛОДИЛЬНЫЙ ЦИКЛ НА ДИАГРАММЕ МОЛЬЕ

Цикл простой паровой компрессионной холодильной машины состоит

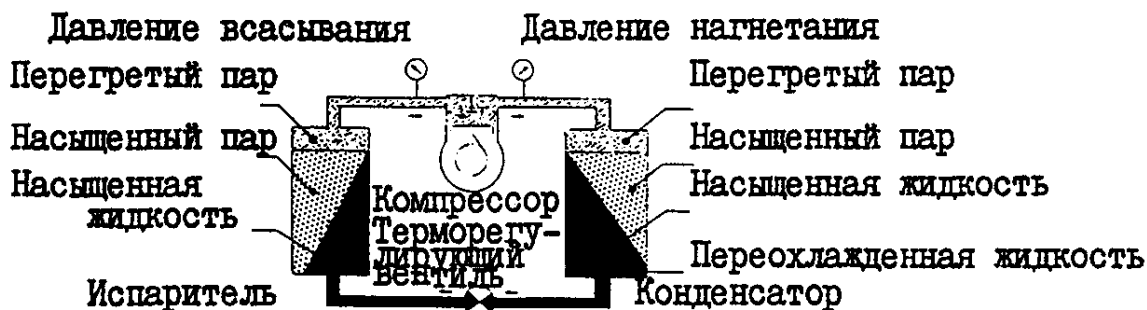
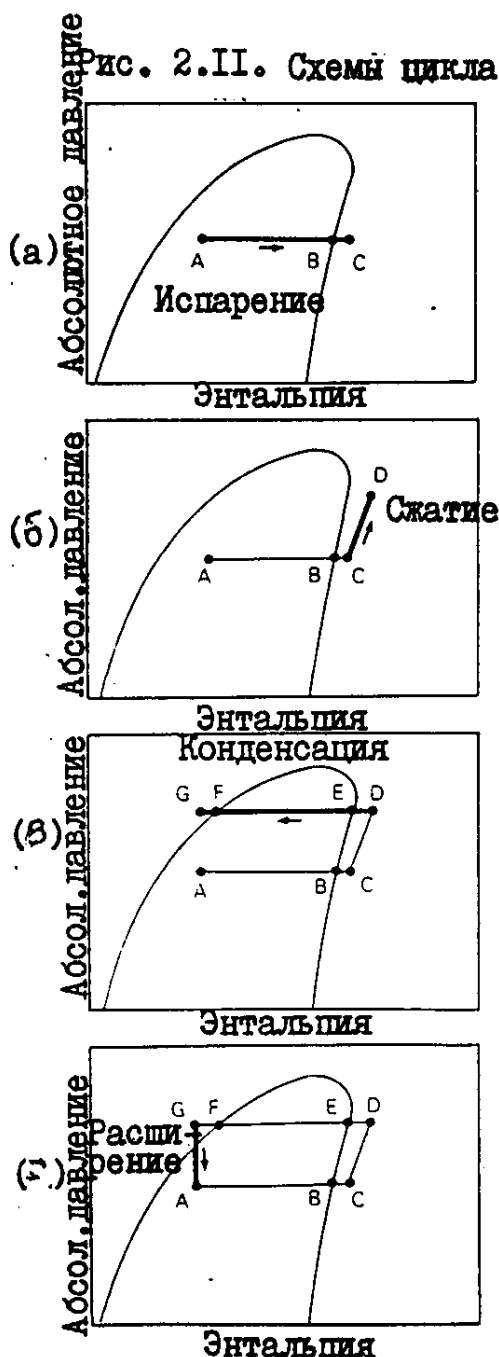


Рис. 2.10

Рис. 2.11. Схемы цикла



из четырех основных процессов: парообразования, сжатия, конденсации и расширения. (См п. I.4)

Холодильный цикл показан схематически на рис. 2.10. Его можно отобразить на диаграмме Молье, как описано ниже.

2.3.1. Как отобразить холодильный цикл на диаграмме Молье

(I) Испарение (рис. 2.11, а)

Испаряясь при пониженном постоянном давлении, хладагент переходит по горизонтали из точки А в точку В. Эта линия показывает что хладагент во время испарения переходит из жидкой в паровую фазу внутри испарителя. Расстояние от точки В до точки С отображает нагревательный процесс данного пара и переход его в перегретое состояние, когда он выходит из испарителя и попадает во всасывающий трубопровод.

(Для упрощения объяснения мы пренебрегаем падением давления на участке между точками В и С.)

(2) Сжатие (рис. 2.II, б)

Точка С — это состояние пара, когда он попадает в компрессор и сжимается. Когда пар сжимается до точки D , его давление быстро нарастает, при этом на сжатие его между точками С и D расходуется всего лишь несколько килокалорий теплоты. На выходе из компрессора пар значительно перегрет и точка D соответствует состоянию пара по выходе из выпускного клапана компрессора.

(3) Конденсация (рис. 2.II, в)

Расстояние между точками D и Е отражает процесс охлаждения перегретого пара до температуры, при которой он начинает конденсироваться. В точке Е пар не имеет перегрева и он представляет собой пар 100%-ного насыщения. Линия между точками Е и F представляет процесс конденсации хладагента в конденсаторе, где он превращается из пара в жидкость. Точка F отражает количество теплоты в жидкости и давление, действующее на образование жидкости в конденсаторе.

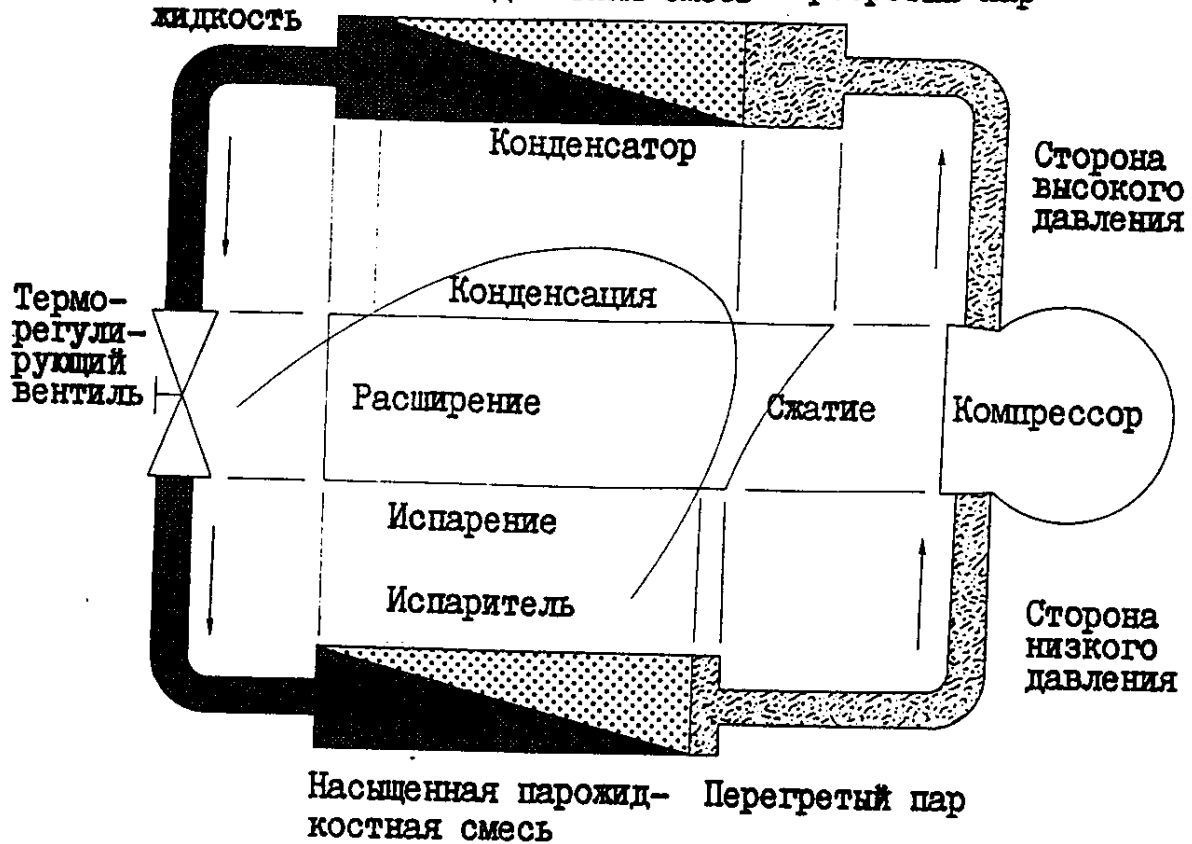
От точки F до G теплота отбирается от жидкости, пока она течет по трубопроводу к редукционному регулируемому вентилю.

(4) Расширение (рис. 2.II, г)

Линия от G до А представляет собой участок дросселирования жидкости, когда она проходит через отверстие редукционного регулирующего вентиля. От точки А цикл повторяется.

На рис. 2.I2 показана взаимосвязь холодильного цикла с изображением состояний хладагента, представленных на рис. 2.I0. Холодильный цикл по диаграмме Моляе показан на рис. 2.II, который называют схемой цикла.

Рис. 2.12. Холодильный цикл
 Переохлажденная жидкость Насыщенная паро- жидкостная смесь Перегретый пар



2.3.2. Каковы необходимые условия для построения холодильного цикла по диаграмме Молье?

При вычерчивании холодильного цикла по диаграмме Молье необходимо знать следующие рабочие состояния. Выражаясь другими словами, когда поняти четыре условия работы, по диаграмме Молье можно вычертить холодильный цикл.

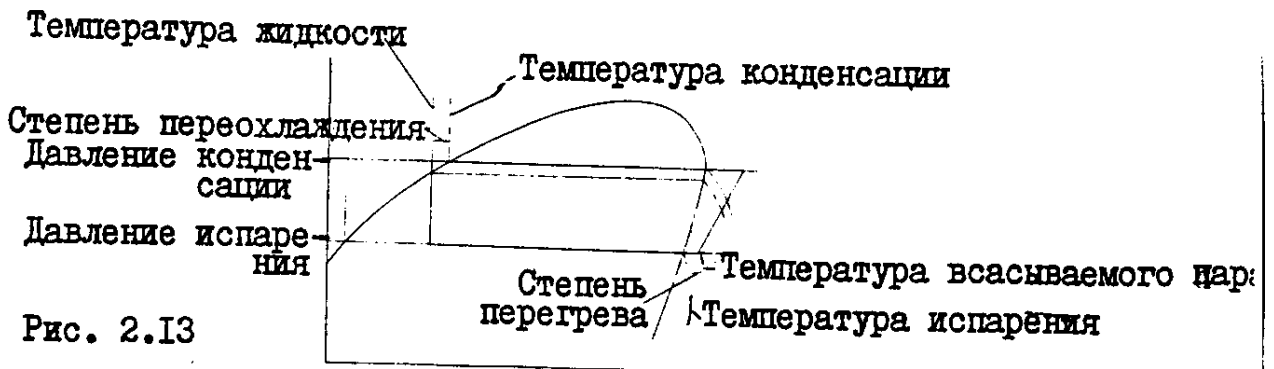


Рис. 2.13

Условия:

1. Температура испарения или давление испарения
2. Температура всасываемого пара или степень перегрева всасываемого пара
3. Температура конденсации или давление конденсации
4. Температура жидкости на входе в дозирующее устройство или степень переохлаждения жидкого хладагента

Пример :

Вычертить холодильный цикл по диаграмме Молье для холодильного агента R-22 для следующих рабочих условий:

Температура испарения = 5°C

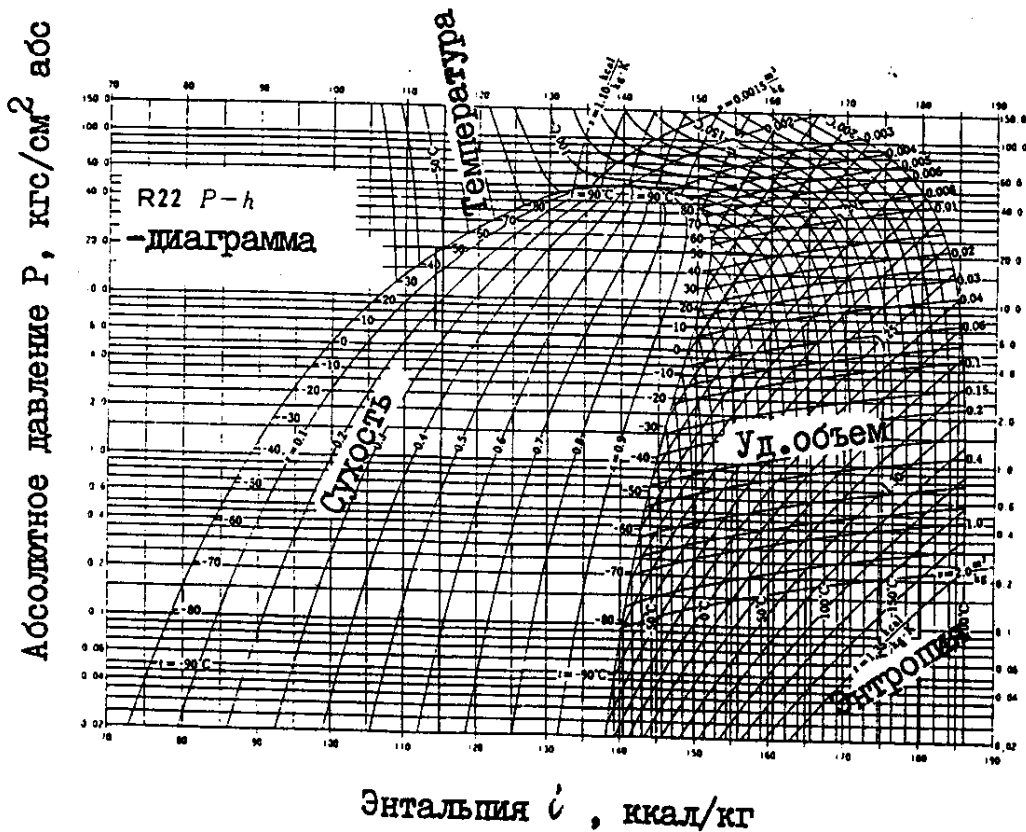
Температура конденсации = 50°C

Степень перегрева = 5°C

Температура жидкости = 45°C

Решение :

Рис. 2.14

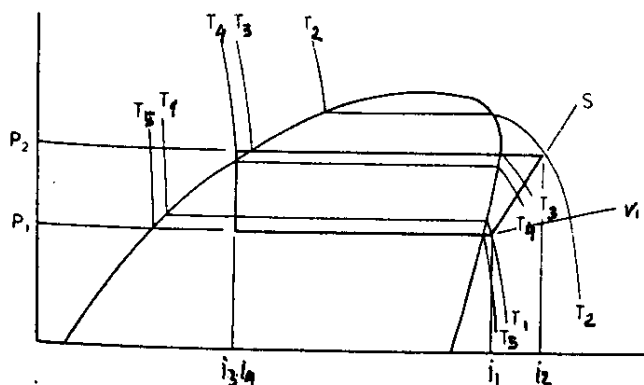


2.4. ЧТО МОЖНО УЗНАТЬ ИЗ ХОЛОДИЛЬНОГО ЦИКЛА НА ДИАГРАММЕ МОЛЬЕ?

2.4.1. Рабочее состояние в каждой части холодильного цикла

Состояние в каждой части можно понять из рис. 2.15.

Рис. 2.15



Давление:

P_1 - давление испарения;

P_2 - давление конденсации;

Температура:

T_1 - температура всасывания;

T_2 - температура нагнетания;

T_3 - температура конденсации;

T_4 - температура жидкости на

входе в дозирующее

устройство;

T_5 - температура испарения.

Энтальпия:

i_1 - энтальпия всасываемого пара;

i_2 - энтальпия нагнетаемого пара;

i_3 - энтальпия жидкости на входе в дозирующее устройство;

i_4 - энтальпия парожидкостной смеси на входе в испаритель.

Удельный объем:

v_1 - удельный объем всасываемого пара.

2.4.2. Холодопроизводительность, тепловой эквивалент работы сжатия, нагрузка конденсатора и холодильный коэффициент

(1) Холодопроизводительность (q)

Жидкий хладагент при входе в дозирующее устройство перед эвеевиком испарителя имеет определенное теплосодержание (энтальпию), которое зависит от температуры на входе в испаритель. Пар, выходящий из испарителя, также имеет определенное теплосодержание (энтальпию), зависящее от температуры пара. Разность

этих двух величин теплосодержания есть количество работы, выполненной каждым килограммом хладагента, когда он проходит через испаритель и поглощает теплоту. Количество теплоты, поглощенной каждым килограммом хладагента, называется "холодопроизводительностью" системы.

Например, если i_1 , i_3 и i_4 выражают энтальпию пара хладагента, выходящего из испарителя, тогда ^{соответственно} энтальпия жидкости, подходящей к дозирующему устройству, энтальпия парожидкостной смеси на входе в испаритель и холодопроизводительность можно выразить формулой:

$$q = i_1 - i_3 = i_1 - i_4.$$

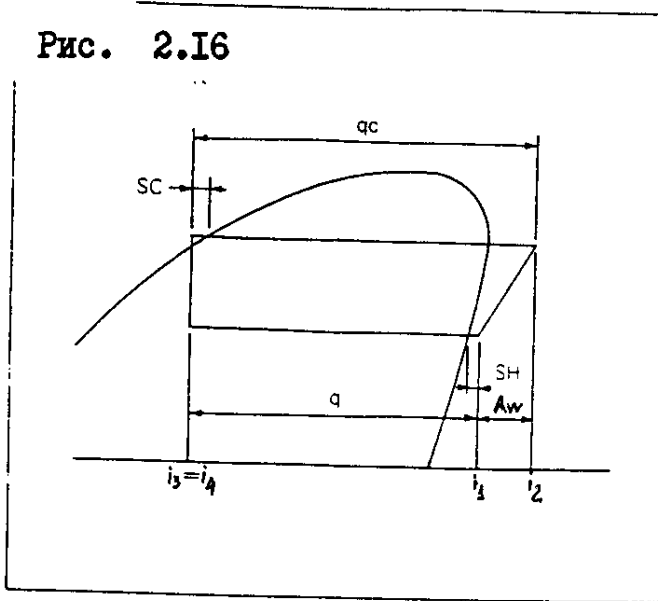
Можно сказать, что холодильная операция с большей холодопроизводительностью лучше при использовании одного и того же компрессора. (Подробнее см. п. 2.5.)

(2) Тепловой эквивалент работы сжатия (A_w)

Изменение состояния хладагента во время процесса сжатия, т.е. увеличение энтальпии путем добавления работы сжатия электродвигателем или теплотворность вследствие адиабатического сжатия. Иными словами, никакой теплоты не сообщается хладагенту и не отбирается от него в течение процесса сжатия. Если объем выполненной работы (в кгс·м/ч) на сжатие хладагента за единицу времени преобразовать в теплотворность и умножить на коэффициент, именуемый тепловым эквивалентом работы, то получим $A = 1/427$ ккал/кгс·м. Его можно вычислить как разность энтальпий, превращая объем работы в теплотворность и вычерчивая холодильный цикл на диаграмме Молье. Полученная теплотворность будет объемом работы двигателя, требуемым для сжатия 1 кг хладагента с выделением тепловой энергии (рис. 2.16)

$$A_w = i_2 - i_1.$$

Рис. 2.16



(3) Нагрузка конденсатора (q_c)
Теплотворность, создаваемая во время процесса конденсации, называется нагрузкой конденсатора по конденсации пара, которая определяется как разность между энтальпией хладагента на выходе из компрессора и энтальпией хладагента

при входе в терморегулирующий вентиль.

$$q_c = i_2 - i_3.$$

Кроме того, ее определяют как сумму холодопроизводительности (q_v) и теплового эквивалента (A_w) работы сжатия. В таком случае теплоотдача со стороны холодильного агента уравнивается.

$$q_c = q_v + A_w.$$

(4) Холодильный коэффициент (C.O.P.)

Холодильный коэффициент показывает, какая достигается холодопроизводительность от работы электродвигателя (от теплового эквивалента работы). Сравнивая теплоту испарения (q_v), поглощаемую во время процесса испарения, с теплотворностью (A_w), требуемой для выполнения работы сжатия, мы понимаем, что теплотворность, поглощенная во время охлаждения, во много раз превышает тепловой эквивалент работы, который называется холодильным коэффициентом. Т.е. чем больше холодильный коэффициент, тем эффективнее работа установки. Это означает возможность энергосберегающей работы.

$$\text{C.O.P.} = \frac{q_v}{A_w} = \frac{i_1 - i_4}{i_2 - i_1}.$$

2.5. ПРОИЗВОДИТЕЛЬНОСТЬ СИСТЕМЫ

Производительность любой холодильной системы – это скорость, с которой она отбирает теплоту из охлаждаемого помещения. Она обычно выражается в ккал/ч.

Производительность механической холодильной системы зависит от условий работы и определяется массой (весом) хладагента, циркулирующего за единицу времени, и удельной холодопроизводительностью каждого килограмма циркулирующего холодильного агента. Производительность системы рассчитывают по формуле

$$Q_1 = G \cdot q_1,$$

где Q_1 – производительность системы в час, ккал/ч;

G – масса (вес) хладагента, циркулирующего в течение одного часа, кг/ч;

q_1 – удельная холодопроизводительность на один килограмм холодильного агента, ккал/кг.

Масса (вес) циркулирующего хладагента

Поскольку компрессор прокачивает хладагент через замкнутую систему, необходимо знать массу (вес) циркулирующего холодильного агента.

Масса хладагента, прокачиваемого за один час компрессором, равна массе пара, засасываемого компрессором в течение 1 ч. Если предположить, что компрессор работает без потерь (его КПД = 100 %) и что цилиндр компрессора полностью наполнен всасываемым паром за каждый ход поршня вниз, ^(не имеет вредного объема) объем пара, засасываемого в цилиндр компрессора и сжимаемого в нем за один час, будет точно равен производительности компрессора.

(I) Производительность компрессора (теоретическая)

Производительность поршневого компрессора равна суммарному объему цилиндра, проходимому поршнем за единицу времени и обычно выражается в м³/ч.

Производительность одноступенчатого поршневого компрессора

вычисляем по формуле:
теоретическая $V_p = \frac{\pi}{4} \cdot D^2 \cdot L \cdot N \cdot Z \times 60$,

где: V_p — производительность компрессора, м³/ч

D — диаметр цилиндра, м

L — ход поршня, м

N — частота вращения кривошипного вала, об/мин

Z — число цилиндров у компрессора.

Пример:

Вычислить теоретическую производительность двухцилиндрового компрессора, вал которого вращается с частотой 2900 об/мин при диаметре цилиндра 55 мм и длине хода поршня 25 мм.

Решение:

$$V_p = \frac{\pi}{4} \times (0,055)^2 \times 0,025 \times 2900 \times 2 \times 60 = 20,7 \text{ м}^3/\text{ч}.$$

(реальная или действительная)

(2) Фактическая (производительность)

Выше при объяснении мы принимали, что компрессор имеет КПД = 100 %. В действительности это не так.

Вследствие сжимаемости пара холодильного агента и наличия зазора между днищем поршня и клапанной крышкой компрессора объем всасываемого пара, заполняющего цилиндр во время такта всасывания, всегда будет меньше объема цилиндра, проходимого поршнем. Удельный объем пара, заполняющего цилиндр, больше объема пара во впускном трубопроводе. По этой причине действительный объем пара, всасываемого в цилиндр компрессора из впускного трубопровода, всегда будет меньше теоретического рабочего объема.

Фактический объем всасываемого пара, сжимаемый за один час, является фактической производительностью компрессора.

Отношение реальной (фактической) производительности компрессора к его теоретической производительности называется общим объемным КПД компрессора, или общей подачей компрессора. Таким образом:

$$\eta_v = \frac{V_a}{V_p} .$$

где:

η_v - общий объемный КПД; компрессора;

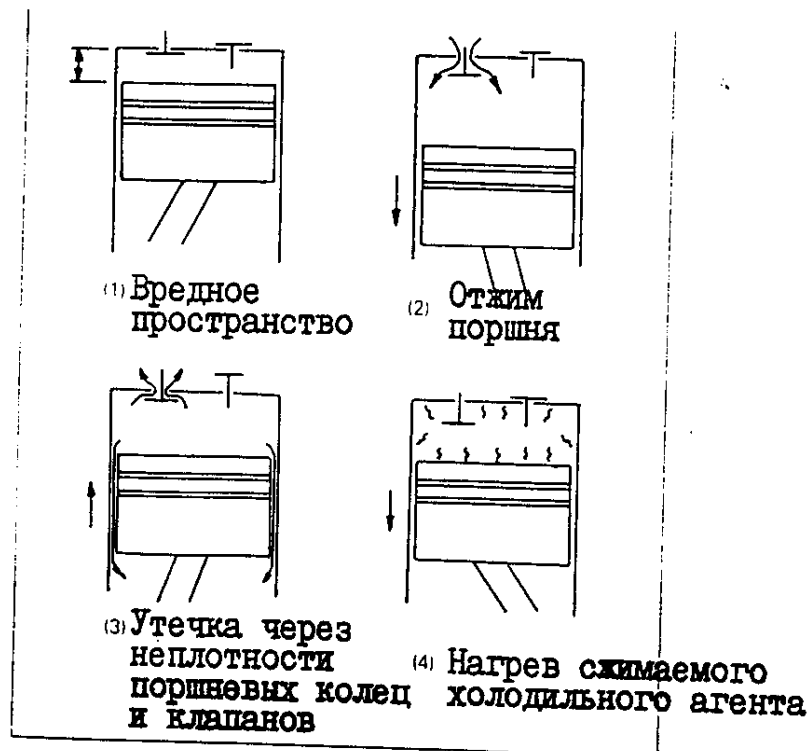
V_a - фактический объем всасываемого пара, сжимаемый за 1 ч;

V_p - теоретическая производительность компрессора;

Когда известен объемный КПД компрессора, по следующей формуле можно вычислить реальную производительность компрессора

$$V_a = V_p \cdot \eta_v .$$

Рис. 2.17. Факторы, влияющие на объемный КПД компрессора



(3) Объемный КПД (коэффициент подачи)

Объемный КПД, или коэффициент подачи компрессора – величина непостоянная; он изменяется в зависимости от условий работы системы. Объемный КПД любого компрессора зависит главным образом от степени сжатия.

Степень сжатия. Отношение абсолютного давления нагнетания к абсолютному давлению всасывания называется степенью сжатия:

$$R = \frac{\text{Абсолютное давление нагнетания}}{\text{Абсолютное давление всасывания}}$$

Пример:

Рассчитать степень сжатия компрессором хладагента R-22, имеющего температуру испарения 5°C и температуру конденсации 50°C .

Решение:

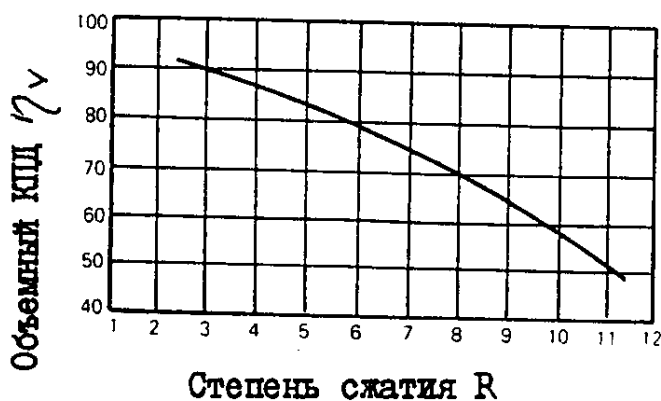
Из таблицы насыщения находим: (см. табл. I.7 в главе I):

$$\begin{aligned} \text{Давление всасывания} &= 4,9 \text{ кгс/см}^2 \text{И (избыточное)} \\ &= 5,9 \text{ кгс/см}^2 \text{ абс (абсолютное)} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \text{Давление нагнетания} &= 18,8 \text{ кгс/см}^2 \text{И} \\ &= 19,8 \text{ кгс/см}^2 \text{ абс} \end{aligned}$$

$$R = \frac{19,8}{5,9} = 3,4.$$

Рис. 2.18



Соотношение между степенью сжатия и объемным КПД (коэффициентом подачи) типичного компрессора, сжимающего хладагент R-22, представлено графически на рис. 2.18. При изменении давлений всасывания и нагнетания так, что степень сжатия увеличивается,

объемный КПД компрессора уменьшается и, наоборот, уменьшение степени сжатия ведет к увеличению коэффициента подачи.

(4) Масса (вес) хладагента, циркулирующего в системе

Массу хладагента, протекающего через систему в течение часа, можно рассчитать, умножив действительную производительность компрессора на плотность пара, засасываемого компрессором, перед впускным отверстием. Поскольку удельный объем пара — величина, обратная его плотности, то массу хладагента, пропущенного через систему компрессором в течение часа можно также определить путем деления фактической производительности компрессора на удельный объем засасываемого пара:

$$G = V_a \cdot \frac{1}{\gamma},$$

где: G — масса (вес) хладагента, пропущенного через систему за один час; кг/ч;

V_a — действительная производительность компрессора в час, м³/ч;

γ — удельный объем засасываемого пара, м³/кг.

2.6. ПОИСК НЕИСПРАВНОСТЕЙ ПО ДИАГРАММЕ МОЛЬЕ

2.6.1. Чрезмерно высокое давление конденсации

На рис. 2.19 показана схема цикла, на которой давление конденсации пара выше нормы.

Эта неисправность может быть вызвана следующими причинами:

(При воздушном охлаждении конденсатора)

- Отвод в сторону ("закорачивание") воздушного потока
- Высокая температура окружающего воздуха
- Недостаточен поток охлаждающего воздуха

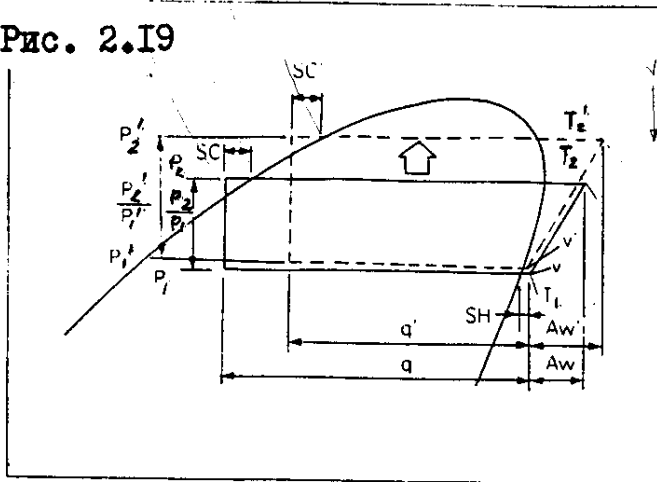
(При водяном охлаждении конденсатора)

- Недостаточный расход охлаждающей воды
- Охлаждающая вода имеет температуру выше нормы

1. Какие параметры контролируются или борются с ними вручную?
2. По каким параметрам устанавливается диапазон (пределы) отключения?
3. Есть ли зависимость массы хладагента от объема объема металла?

$$P_2' > P_2$$

Рис. 2.19



(Общие причины)

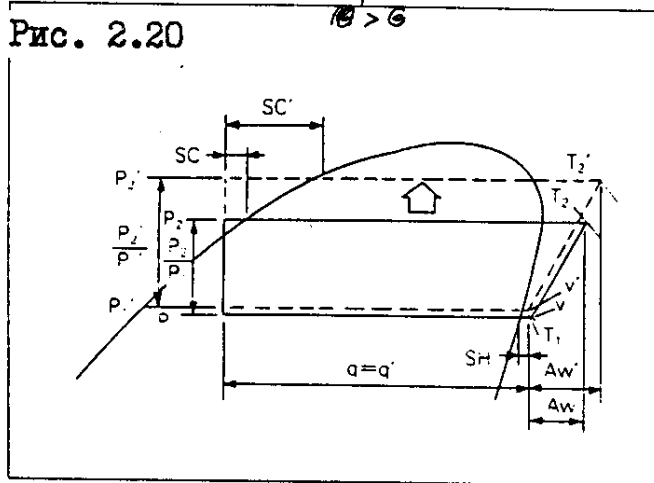
- Загрязнен или частично закрыт теплообменник конденсатора
- Внутрь системы попал воздух или газ, не поддающийся конденсации

В табл. 2.4 перечислены явления и неполадки, когда давление конденсации выше нормы.

Если в систему, управляемую терморегулирующим вентилем, заправлено избыточное количество хладагента, будут происходить подобные явления. Однако в этом случае повышается степень переохлаждения.

$$g > g$$

Рис. 2.20



В табл. 2.5 перечислены

явления и неполадки, когда система заправлена избыточным количеством хладагента.

Таблица 2.4

Явление		Неполадки	
Давление конденсации	P_2	растет	Срабатывает реле высокого давления → (Агрегат останавливается)
Давление испарения	P_1	слегка растет	
Температура нагнетания	T_2	повышается	ухудшение смазки → (Неисправен компрессор)
Температура всасывания	T_1	слегка повышается	
Степень перегрева	SH	постоянная	
Степень переохлаждения	SC	постоянная	
Степень сжатия	P_2/P_1	растет	→ (см. след. стр.)

Продолжение Таблицы 2.4

Явления (параметры)		Неполадки	
Удельный объем всасываемого пара	Слегка уменьшается	Уменьшается масса циркулирующего хладагента	Падает холодопроизводительность
Удельная производительность	падает		
Тепловой эквивалент работы сжатия	увеличивается	Растет рабочий ток	Уменьшается холодильный коэффициент

* В системе с капиллярной трубкой сильно возрастает давление испарения, тогда как степень перегрева уменьшается.

Таблица 2.5. (рис. 2.20)

Явления (параметры)		Неполадки	
Давление конденсации P_2	растет	Срабатывает реле высокого давления	Агрегат останавливается
Давление испарения P_1	слегка растет		
Температура нагнетания T_2	повышается	Ухудшение смазки	Неисправен компрессор
Температура всасывания T_1	постоянная		
Степень перегрева δH	постоянная		
Степень переохлаждения δC	увеличивается		
Степень сжатия P_2/P_1	увеличивается	Уменьшается масса циркулирующего хладагента	Падает холодопроизводительность
Удельный объем всасываемого пара	слегка уменьшается		
Удельная производительность	постоянная		Уменьшается холодильный коэффициент
Тепловой эквивалент работы сжатия A_w	увеличивается	Растет рабочий ток	

Рис. 2.21

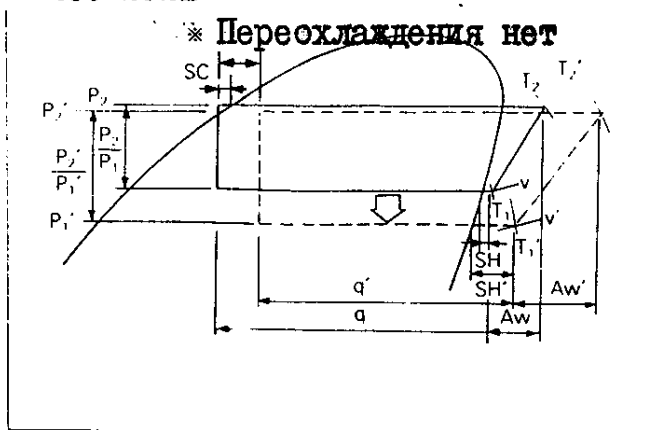
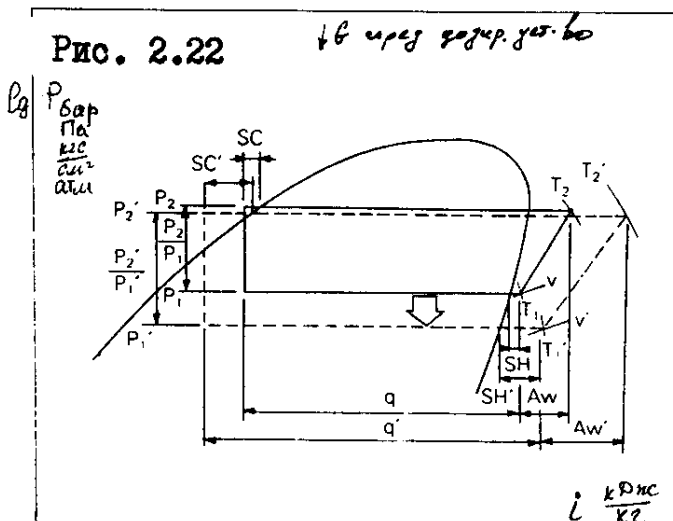


Рис. 2.22



2.6.2. Недостаточная циркуляция хладагента

Недостаточный расход хладагента в системе может быть вызван двумя основными причинами

- 1) Недостаточное количество хладагента в системе;
- 2) Недостаточное количество хладагента проходит через дозирующее устройство.

(1) Недостаточное количество хладагента в системе

На рис. 2.21 показана схема цикла, в которой давление испарения, ниже нормального уровня, вызвано слишком малым

количеством холодильного агента в системе. Причинами этого могут быть следующие:

- Недолив хладагента при заправке системы;
- Утечка холодильного агента.

В табл. 2.6 указаны явления и неполадки, когда в систему залито недостаточное количество хладагента.

(2) Недостаточное количество хладагента проходит через дозирующее устройство

На рис. 2.22 показана схема цикла, в которой давления испарения, ниже нормального, вызвано уменьшенным расходом через дозирующее устройство. Причинами этого могут быть следующие:

- Закупорка фильтра, осушителя или дозирующих устройств;
- Неисправное дозирующее устройство.

В табл. 2.7 указаны явления и неполадки, когда через дозирующее устройство проходит недостаточное количество хладагента.

Таблица 2.6

Явления (параметры)		Неполадки	
Давление конденсации	P_2	↘ слегка уменьшается	Срабатывает реле низкого давления → Агрегат останавливается
Давление испарения	P_1	↘ падает	
Температура нагнетания	T_2	↗ повышается	Ухудшение смазки → Неисправен компрессор
Температура всасывания	T_1	↗ повышается	
Степень перегрева	SH	↗ увеличивается	Срабатывает тепловая защита компрессора → Неисправен компрессор
Степень переохлаждения	Sc	↘ уменьшается	
Степень сжатия	P_2/P_1	↗ увеличивается	Уменьшается масса циркулирующего хладагента → Падает холодопроизводительность
Удельный объем всасываемого пара	v	↗ увеличивается	
Удельная производительность	q_v	↘ падает	Уменьшается рабочий ток
Тепловой эквивалент работы сжатия	A_w	↗ слегка растет	

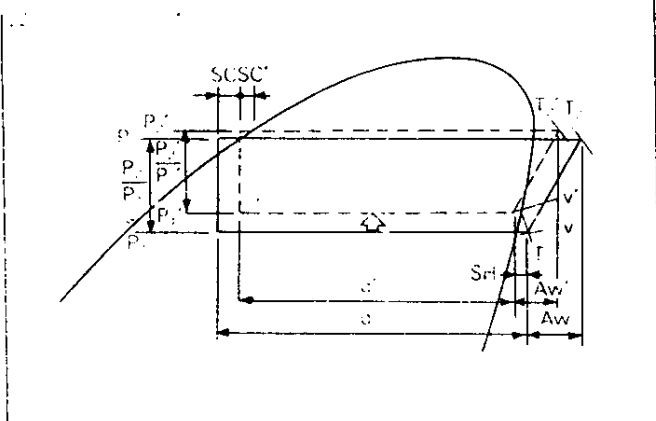
Таблица 2.7

Явления (параметры)		Неполадки	
Давление конденсации	P_2	↘ слегка падает	Срабатывает реле низкого давления → Агрегат останавливается
Давление испарения	P_1	↘ падает	
Температура нагнетания	T_2	↗ повышается	Ухудшение смазки → Неисправен компрессор
Температура всасывания	T_1	↗ повышается	
			Срабатывает тепловая защита компрессора → Неисправен компрессор

Таблица 2.7, продолжение

Явления (параметры)		Неполадки
Степень перегрева ζH	↑ увеличивается	<div style="display: flex; flex-direction: column; align-items: center;"> <div style="border: 1px solid black; padding: 5px; margin-bottom: 5px;">Уменьшается масса циркулирующего хладагента</div> <div style="border: 1px solid black; padding: 5px; margin-bottom: 5px;">Уменьшается рабочий ток</div> <div style="border: 1px solid black; padding: 5px; margin-top: 5px;">Падает холодопроизводительность</div> </div>
Степень переохлаждения ζC	↑ увеличивается	
Степень сжатия P_2/P_1	↑ увеличивается	
Удельный объем всасываемого пара	↑ увеличивается	
Удельная производительность q	↑ увеличивается	
Тепловой эквивалент работы сжатия A_w	↑ увеличивается	

Рис. 2.23 *избыт. поток хл. через терморегулирующий вентиль*

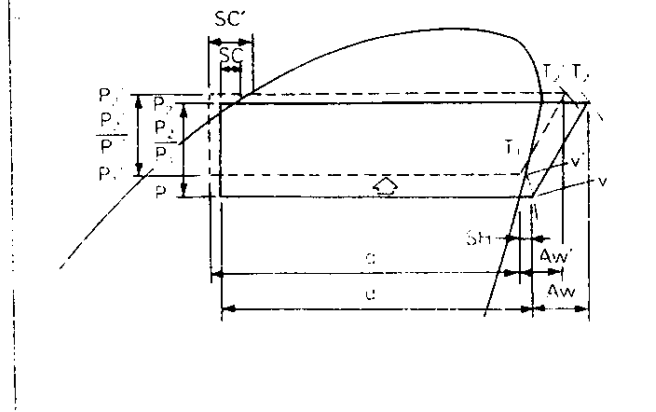


2.6.3. Избыточная циркуляция хладагента

Рассмотрим избыточную циркуляцию хладагента в двух случаях:

- 1) У установок, в которых дозирующим устройством служит терморегулирующий вентиль
- 2) У установок, в которых дозирующим устройством служит капиллярная трубка

Рис. 2.24 *избыт. поток хл. через капиллярную трубку*



(I) Установки с терморегулирующим вентилем

На рис. 2.23 показана схема цикла на которой чрезмерное повышение давления испарения вызвано избыточным потоком хладагента через терморегулирующий вентиль.

Неполадки могут быть вызваны следующими причинами:

- Неправильно отрегулирован терморегулирующий вентиль;
- Неправильно установлен термочувствительный элемент.

В табл. 2.8 представлены явления и неполадки при избыточной циркуляции хладагента в системе с терморегулирующим вентилем.

(2) Агрегаты с капиллярной трубкой

На рис. 2.24 показана схема цикла с давлением испарения, превышающим норму вследствие избыточного расхода хладагента через капиллярную трубку. Повышение давления может быть вызвано заправкой слишком большого количества хладагента в систему.

В табл. 2.9 представлены явления и неполадки при избыточной циркуляции хладагента в системе с капиллярной трубкой.

Таблица 2.8

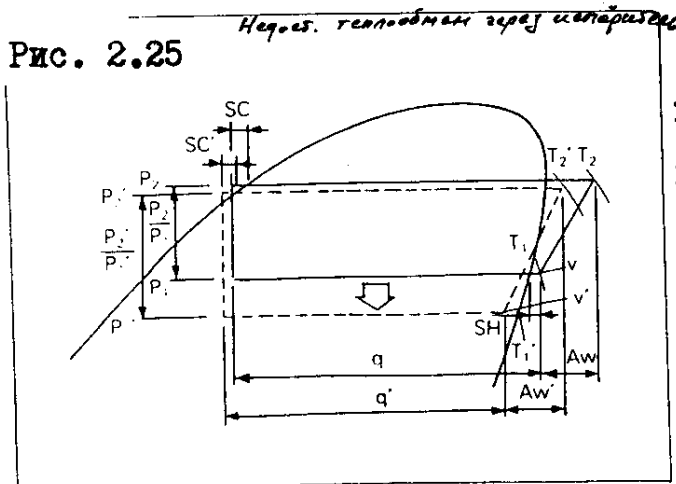
Явления (параметры)		Неполадки
Давление конденсации P_2	↗ растет	<div style="display: flex; flex-direction: column; align-items: center;"> <div style="border: 1px solid black; padding: 5px; margin-bottom: 5px;">Выброс жидкого хладагента из испарителя</div> <div style="border: 1px solid black; padding: 5px; margin-bottom: 5px;">срабатывает защита от перегрузки</div> <div style="border: 1px solid black; padding: 5px; margin-bottom: 5px;">Неисправен компрессор</div> <div style="border: 1px solid black; padding: 5px; margin-bottom: 5px;">Увеличивается масса циркулирующего хладагента</div> <div style="border: 1px solid black; padding: 5px; margin-bottom: 5px;">Холодопроизводительность повышается</div> <div style="border: 1px solid black; padding: 5px; margin-bottom: 5px;">Увеличивается рабочий ток</div> </div>
Давление испарения P_1	↗ растет	
Температура нагнетания T_2	↘ понижается	
Температура всасывания T_1	постоянная	
Степень перегрева ΔH	↘ уменьшается	
Степень переохлаждения ΔC	↘ уменьшается	
Степень сжатия P_2/P_1	↘ слегка уменьшается	
Удельный объем всасываемого пара v	↘ уменьшается	
Удельная производительность q	↘ падает	
Тепловой эквивалент работы сжатия A_{wt}	↘ слегка уменьшается	

Таблица 2.9

Явления (параметры)		Неполадки
Давление конденсации	P_2 ↗ растет	<div style="display: flex; justify-content: space-between;"> <div style="width: 45%;"> <p>Выброс жидкого хладагента из испарителя</p> <p>Увеличивается масса циркулирующего хладагента</p> <p>Увеличивается рабочий ток</p> </div> <div style="width: 45%;"> <p>Срабатывает защита от перегрузки</p> <p>Неисправен компрессор</p> <p>Холодопроизводительность повышается</p> </div> </div> <p>Остановка агрегата</p>
Давление испарения	P_1 ↗ растет	
Температура нагнетания	T_2 ↘ понижается	
Температура всасывания	T_1 постоянная	
Степень перегрева	SH ↘ уменьшается	
Степень переохлаждения	SC ↗ повышается	
Степень сжатия	P_2/P_1 ↘ слегка уменьшается	
Удельный объем всасываемого пара	v ↘ уменьшается	
Удельная производительность	q постоянная	
Тепловой эквивалент работы сжатия	Aw ↘ слегка уменьшается	

2.6.4. Недостаточный теплообмен через испаритель

Рис. 2.25



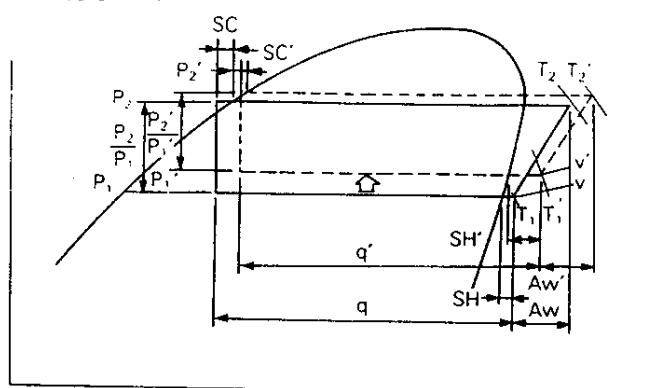
На рис. 2.25 представлена схема цикла с давлением испарения ниже нормы вследствие плохого теплообмена через испаритель. Эта неисправность может быть вызвана следующими причинами:

- в Недостаточный расход воздуха, обдувающего испаритель, из-за:
- Засоренного воздушного фильтра
 - Проскальзывания ремня у привода вентилятора испарителя
 - Вращения крыльчатки у вентилятора испарителя в обратном направлении
 - Засоренного теплообменника испарителя
- и Низкая температура воздуха на входе

Таблица 2.10

Явления (параметры)		Неполадки	
Давление конденсации	P_2	↘ слегка падает	
Давление испарения	P_1	↘ падает	Срабатывает реле низкого давления
Температура нагнетания	T_2	↘ понижается	Агрегат останавливается
Температура всасывания	T_1	↘ понижается	
Степень перегрева	ΔH	↘ уменьшается	Выброс жидкого хладагента из испарителя
Степень переохлаждения	ΔC	постоянная	Срабатывает защита от перегрузки
Степень сжатия P/P_1		↗ повышается	Неисправен компрессор
Удельный объем всасываемого пара	v	↗ увеличивается	Уменьшается масса циркулирующего хладагента
Удельная производительность	q	↘ снижается	Холодопроизводительность понижается
Тепловой эквивалент работы сжатия	A_w	↗ слегка повышается	Уменьшается рабочий ток

Рис. 2.26



2.6.5. Большая нагрузка по холоду

На рис. 2.26 представлена схема цикла с давлением испарения выше нормы вследствие чрезмерно большой нагрузки по холоду.

Причинами большой нагрузки по холоду могут быть следующие:

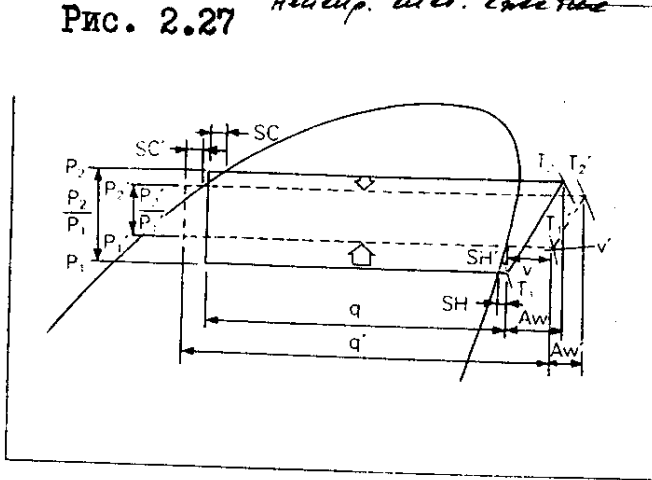
- Тяжелые условия нагрузки
- Неправильно подобранные агрегаты

Таблица 2.II

Явления (параметры)		Неполадки
Давление конденсации P_2	↗ слегка растёт	<div style="display: flex; align-items: center; gap: 10px;"> <div style="border: 1px solid black; border-radius: 10px; padding: 5px;">Ухудшена смазка</div> <div style="font-size: 20px;">→</div> <div style="border: 1px solid black; border-radius: 10px; padding: 5px;">Неисправен компрессор</div> </div>
Давление испарения P_1	↗ растёт	
Температура нагнетания T_2	↗ повышается	<div style="display: flex; align-items: center; gap: 10px;"> <div style="border: 1px solid black; border-radius: 10px; padding: 5px;">Срабатывает тепловая защита компрессора</div> <div style="font-size: 20px;">→</div> <div style="border: 1px solid black; border-radius: 10px; padding: 5px;">Агрегат останавливается</div> </div>
Температура всасывания T_1	↗ повышается	
Степень перегрева SH	↗ повышается	<div style="display: flex; align-items: center; gap: 10px;"> <div style="border: 1px solid black; border-radius: 10px; padding: 5px;">Увеличивается масса циркулирующего хладагента</div> <div style="font-size: 20px;">→</div> <div style="border: 1px solid black; border-radius: 10px; padding: 5px;">Холодопроизводительность <small>повышается</small></div> </div>
Степень переохлаждения SC	↘ снижается	
Степень сжатия P_2/P_1	↘ снижается	<div style="display: flex; align-items: center; gap: 10px;"> <div style="border: 1px solid black; border-radius: 10px; padding: 5px;">Увеличивается рабочий ток</div> </div>
Удельный объем всасываемого пара v	↘ снижается	
Удельная производительность q	↔ постоянная	
Тепловой эквивалент работы сжатия A_w	↗ слегка повышается	

Рис. 2.27

Нечисл. мет. cycle time



2.6.6. Неисправная система сжатия

На рис. 2.27 показана схема цикла с давлением конденсации ниже нормального и давлением испарения выше нормального.

Причиной такого явления может быть недостаточное сжатие хладагента (неисправен впускной или выпускной клапан компрессора).

В табл. 2.12 приведены явления и неполадки при недостаточном сжатии хладагента.

Таблица 2.12

Явления (параметры)		Неполадки
Давление конденсации	P_2	падает
Давление испарения	P_1	растет
Температура нагнет.	T_2	повышается
Температура всасывания	T_1	повышается
Степень перегрева	SH	повышается
Степень переохлаждения	SC	постоянная
Степень сжатия	P_2/P_1	снижается
Удельный объем всасываемого пара	v	снижается
Удельная производительность	q	повышается
Тепловой эквивалент работы сжатия	Aw	снижается

Срабатывает тепловая защита компрессора → Агрегат останавливается

ЖІ

Уменьшается рабочий ток

ЖІ Хотя степень сжатия и удельный объем всасываемого пара понижаются, а удельная производительность растет, холодопроизводительность падает вследствие работы компрессора короткими циклами.