

ГЛАВА 1

РАБОЧИЙ ПРОЦЕСС ПРОИЗВОДСТВА ХОЛОДА

Холодильные установки, работающие на циркулирующих в замкнутом цикле хладагентах, забирают теплоту как от загруженных в них продуктов, так и от самих камер, постепенно охлаждая их. При этом холодильные агенты, непрерывно циркулируя в установке, изменяют свое агрегатное состояние: сначала испаряясь при отборе тепла из своего окружения, затем вновь конденсируясь вследствие отдачи поглощенной теплоты.

В состав холодильной установки входят: компрессоры, испарители, конденсаторы, регулирующие (дроссельные) вентили, а также вспомогательное оборудование: насосы для подачи хладагента, хладоносителя, соответствующие коммуникационные агрегаты (система трубопроводов, арматура), предохранительные устройства (см. рис. 1.1).

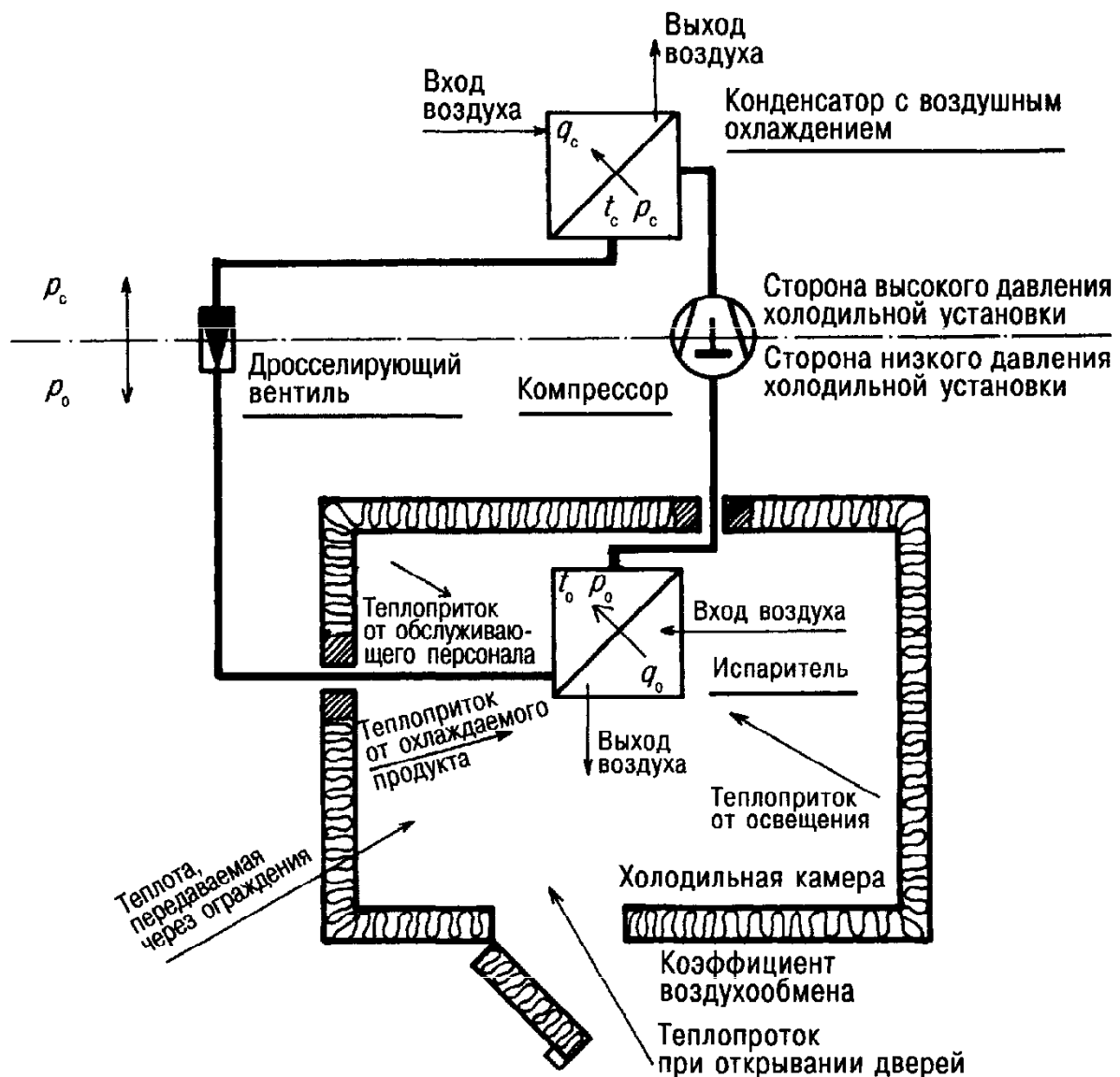


Рис. 1.1.

Выработка холода является в сущности процессом, обратным тому, что мы наблюдаем при работе теплового двигателя. Если там задача состоит в совершении как можно большей работы при использовании существующего перепада температур, то в холодильной установке требуется с минимальными затратами энергии поднять температуру до необходимого уровня.

1.1. Обратимый цикл Карно в T,s -диаграмме

Для краткого описания интересующих нас зависимостей рассмотрим сначала обратимый (идеальный) цикл Карно в T,s -диаграмме «температура – энтропия» (рис. 1.2).

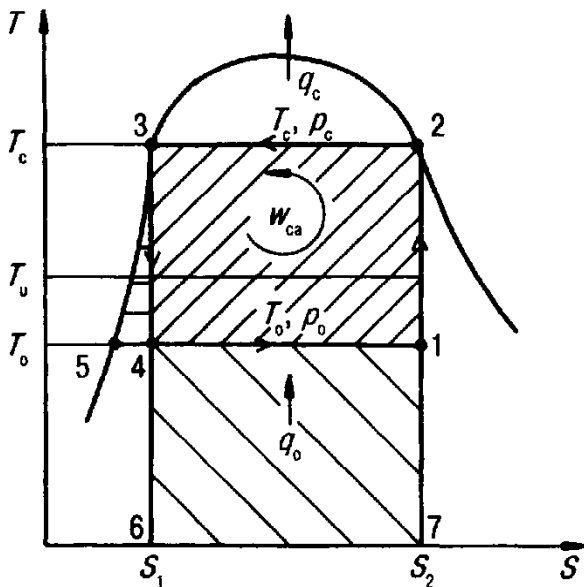


Рис. 1.2.

Количество теплоты q_o поглощается хладагентом при температуре испарения T_o , после чего он подвергается адиабатическому (изоэнтропному) сжатию компрессором с переходом из состояния 1 (влажный пар) в состояние 2. Сухой насыщенный пар (состояние 2 на правой пограничной кривой) полностью конденсируется в конденсаторе при температуре конденсации T_c с переходом от точки 2 к точке 3 при постоянном давлении $P_c = \text{const}$.

Затем в расширительном цилиндре происходит адиабатическое (изоэнтропное) расширение пара до достижения давления P_o и температуры кипения T_o .

Влажный пар из состояния 4 поглощает в испарителе теплоту и испаряется по изобаре до достижения состояния 1.

В пересчете на 1 кг циркулирующего хладагента имеем следующее:

- количество поглощенной теплоты — $q_o = T_o \cdot (s_2 - s_1)$; площадь 1-4-6-7-1;
- количество отводимой теплоты — $q_c = T_c \cdot (s_2 - s_1)$; площадь 2-3-6-7-2;
- требуемая работа цикла — $w_{ca} = q_c - q_o = (T_c - T_o) \cdot (s_2 - s_1)$; площадь 1-2-3-4-1;
- работа расширения — площадь 3-5-4-3.

Для представленного выше цикла Карно получаем холодильный коэффициент ϵ_{ca} :

$$\epsilon_{ca} = \frac{q_o}{w_{ca}} = \frac{T_o \cdot (s_2 - s_1)}{(T_c - T_o) \cdot (s_2 - s_1)} = \frac{T_o}{T_c - T_o}$$

Таким образом, холодильный коэффициент цикла Карно зависит лишь от двух рабочих температур – температуры кипения и температуры конденсации и не зависит от физических и термодинамических характеристик хладагентов. Итак, минимальное количество работы (w_{ca}) дает максимальный холодильный коэффициент ϵ_{ca} .

Рисунок 1.2 также показывает, что совершаемая работа (площадь 1-2-3-4-1) будет тем меньше, чем выше температура кипения T_o и чем ниже температура конденсации T_c .

Здесь можно сделать общий вывод, что для достижения экономичной эксплуатации холодильная установка должна действовать с максимально высокой температурой испарения и с как можно более низкой температурой конденсации.

При этом температура кипения задается в зависимости от требуемой температуры холодильной камеры (t_i), а температура конденсации определяется с учетом используемой охлаждающей среды (воды или воздуха).

1.2. Теоретический цикл в T,s -диаграмме

Цикл Карно как идеальный обратимый цикл между двумя изотермами и двумя адиабатами, безусловно, способен обеспечить максимальный холодильный коэффициент (ϵ_{ca}). Однако такой процесс практически не реализуем, так как ни сжатие, ни расширение не протекает по изоэнтропе.

В целях отображения реальной фактической работы холодильной машины используют теоретический цикл (рис. 1.3). В таком цикле расширение с переходом от давления конденсации P_c к давлению испарения P_o осуществляется посредством дросселирующего клапана с заменой изоэнтропы на изоэнтальпу, поскольку этот процесс протекает при постоянной энтальпии, $h_3 = h_4$.

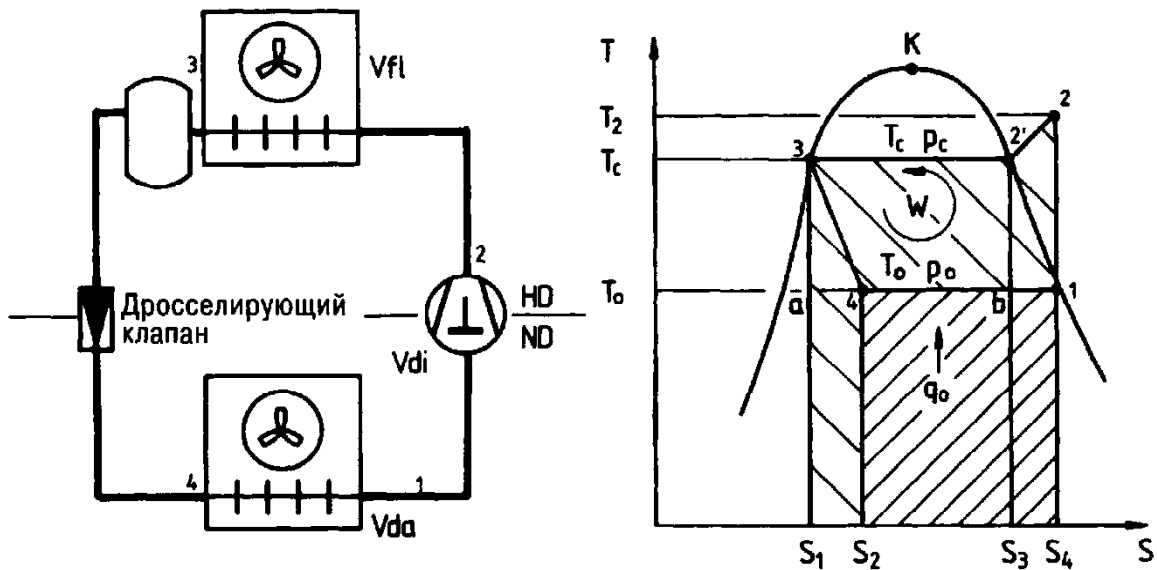


Рис. 1.3.

Компрессор засасывает сухой насыщенный пар в состоянии 1 (правая пограничная кривая, рис. 1.3) и адиабатически сжимает его до состояния 2. В зоне перегрева к состоянию 2 отнесена температура сжатия T_2 на оси ординат.

В конденсаторе перегретый пар хладагента в состоянии 2 доводится до состояния 2' путем снятия перегрева по изобаре и полностью конденсируется (см. поле от правой пограничной кривой к точке 3 на левой пограничной кривой). Из состояния 3 жидкий хладагент с помощью дросселирующего вентиля переходит, расширяясь, в состояние 4 с $h = \text{const}$.

Удельная холодопроизводительность q_o , с одной стороны, из-за дросселирования понижается по сравнению с циклом Карно (а именно соответственно площади $a-s_1-s_2-4-a$), с другой стороны, в силу всасывания компрессором сухого насыщенного пара увеличивается на площадь $b-s_3-s_4-1-b$.

В целом удельная холодопроизводительность теоретического цикла больше удельной холодопроизводительности цикла Карно, то есть $q_o > q_{o,ca}$.

Работа сжатия (w_{cs}) характеризуется площадью $1-2-2'-3-a-s_1-s_2-4-1$. При сравнении с циклом Карно здесь отмечается соответствующее увеличение площади, что указывает на дополнительно совершаемую работу.

Следовательно, холодильный коэффициент теоретического цикла (ϵ_{is}) с всасыванием сухого насыщенного пара, адиабатическим (изоэнтропным) сжатием пара и дросселированием жидкого хладагента также будет ниже холодильного коэффициента цикла Карно:

$$\epsilon_{is} = \frac{q_o}{w_{is}} \text{ и } \epsilon_{is} < \epsilon_{ca}.$$

Удельная теплота, отведенная в конденсаторе (q_c), определяется на диаграмме площадью $2-2'-3-a-s_1-s_4-2$ (рис. 1.3).

1.3. Действительный цикл в T,s -диаграмме

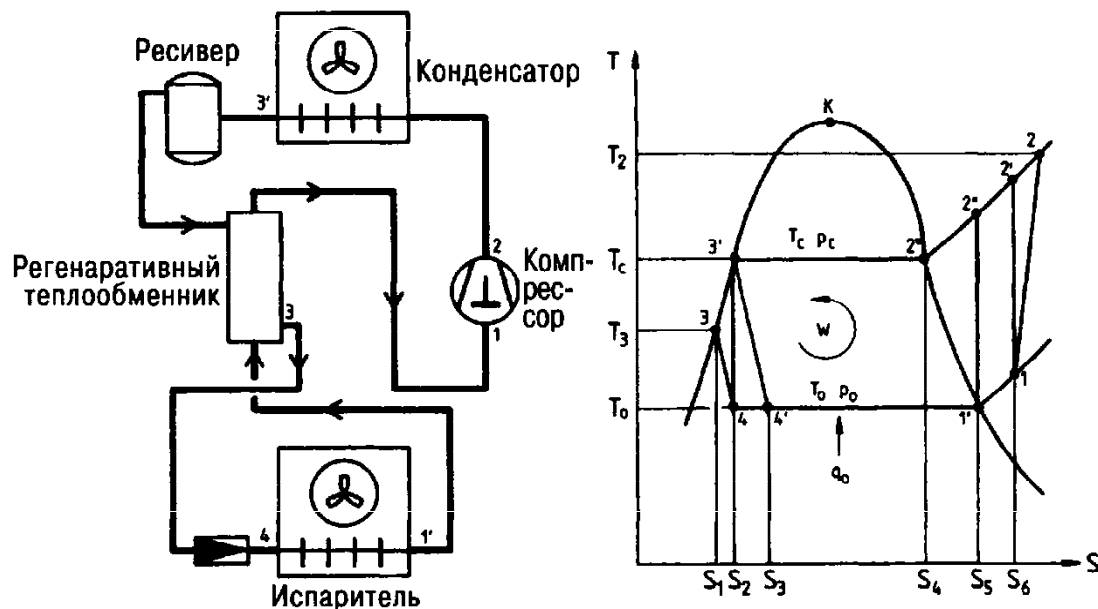


Рис. 1.4.

В данном цикле (рис. 1.4) компрессор засасывает перегретый пар в состоянии 1 и политропно сжимает его до состояния 2. К данному состоянию отнесена температура в конце сжатия T_2 на ординате. В зоне снятия перегрева в конденсаторе хладагент в виде перегретого пара сначала охлаждается по изобаре (процесс $2 - 2'$) до температуры в конце сжатия, далее в точке $2''$ до температуры в конце сжатия сухого насыщенного пара с переходом к точке $2'''$ на правой пограничной кривой.

От точки $2'''$ сухой насыщенный пар попадает в зону конденсации в конденсаторе и при P_c и $t_c = \text{const}$ до точки $3'$ на левой пограничной кривой, где полностью конденсируется.

Как видно из технологической схемы, вновь превращенный в жидкость хладагент протекает затем через регенеративный теплообменник, где проходящий поток жидкости переохлаждается под действием обратного потока всасываемого газа (процесс $3' - 3$). Это приводит к росту удельной холодопроизводительности q_o на размер площади $4'-4-s_2-s_3-4'$. Но при этом одновременно происходит перегрев всасываемого газа, так что температура на входе в компрессор перемещается с $1'$ к 1 в перегретую зону.

При изменении состояния с 3' на 3 при $P_c = \text{const}$ и с 1' на 1 при $P_o = \text{const}$ имеют место одинаковые разности энтальпий.

Увеличение площади w_i как показателя совершенной работы объясняется наличием потерь в процессах сжатия и дросселирования (и тот и другой вызывают необратимые изменения состояния). Улучшение холодильного коэффициента (ϵ_{is}) может быть достигнуто за счет переохлаждения жидкого хладагента.

При сравнении действительного цикла с теоретическим, а также с идеальным циклом Карно получаем следующие холодильные коэффициенты:

Холодильные коэффициенты

Характеристика цикла

$$\epsilon_{ca} = \frac{T_o}{T_c - T_o} = \epsilon_{\text{max}}$$

цикл Карно без потерь; не зависит от хладагента, определяется только значениями T_o и T_c ;

$$\epsilon_{is} = \frac{q_o}{w_{is}}$$

теоретический цикл с потерями, обусловленными дросселированием, изэнтропное сжатие сухого насыщенного пара;

$$\epsilon_{is} = \frac{q_o}{w_i}$$

действительный цикл с потерями, обусловленными дросселированием, политропное сжатие перегретого пара, переохлаждение жидкого хладагента.

1.4. Теоретический и действительный циклы в lgP, h -диаграмме

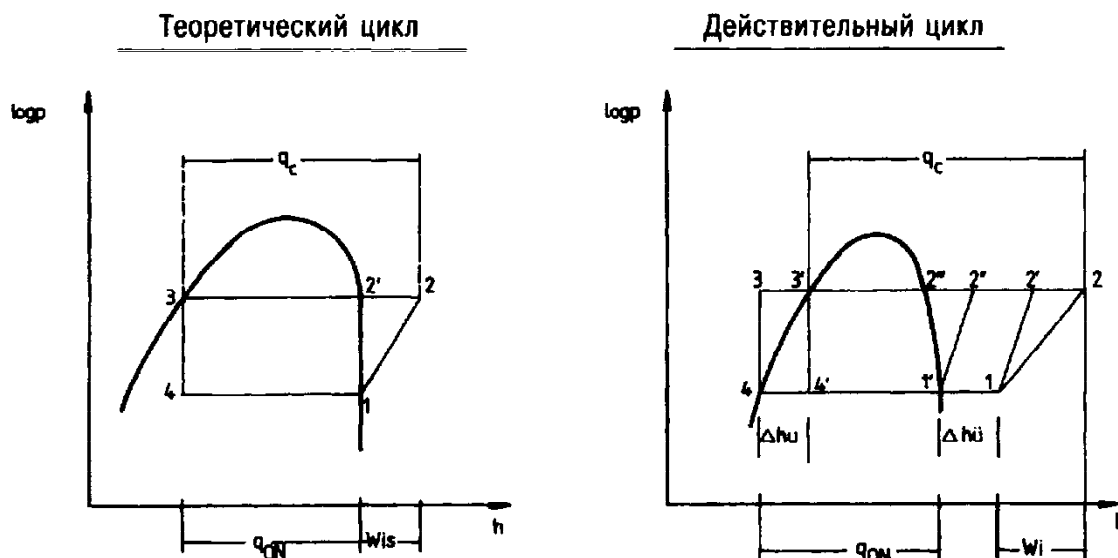


Рис. 1.5.

В диаграмме T, s (температура-энтропия) количество подводимой и, соответственно, отводимой теплоты определяется с помощью площадей, расположенных под линиями процессов.

Однако в практических расчетах предпочтение отдается lgP, h -диаграмме, позволяющей количество подводимой и отводимой теплоты определять отрезками на оси энтальпии (h). На рис. 1.5 представлены в диаграмме lgP, h рассматриваемые циклы, где значение удельной холодопроизводительности $q_{ON} = h_1 - h_4$, а работа цикла $w_i = i_1 - i_2$.



1.5. Контрольные задания

1. Построить описанный ниже цикл в lgP, h -диаграмме (рис. 1.6).

Дано:

холодильный агент R 507; холодопроизводительность 10 кВт; температура испарения $t_o = -30^\circ\text{C}$; температура конденсации $t_c = +40^\circ\text{C}$; перегрев на стороне испарителя 10°C , то есть $t_p = -20^\circ\text{C}$; температура во всасывающей трубке $t_1 = -10^\circ\text{C}$; температура переохлажденной жидкости $t_3 = +38^\circ\text{C}$; сжатие – политропное.

2. Определить отношение давлений конденсации и кипения холодильного агрегата P_c/P_o .

3. Пользуясь прилагаемой таблицей, вычислить показатель политропы (n) сжатия в компрессоре.

Таблица 1.1. Показатель политропы n

Хладагент	P_c/P_o									
	2	3	4	5	6	7	8	9	10	
R 134a	1,216	1,191	1,177	1,172	1,166	1,163	1,160	1,157	1,155	
R 407C/R 507	1,325	1,258	1,240	1,234	1,232	1,230	1,228	1,226	1,225	

Примечание: промежуточные значения n определяются интерполированием.

4. Вычислить температуру в конце сжатия (T_2):

$$T_2 = T_c \cdot \left(\frac{P_c}{P_o} \right)^{\frac{n-1}{n}}, \text{ К.}$$

Температура на входе в компрессор $T_s = 273,15 + t_o + 10$, К.

5. Построить политропу в сжатой lgP, h -диаграмме (рис. 1.6) и определить соответствующие значения энтальпии.

6. Для достижения заданной холодопроизводительности необходимо определить массу циркулирующего хладагента, измеряемую в кг/с или в кг/ч и вычисляемую по формуле:

$$m_R = \frac{Q_o}{q_{ON}}, \quad q_{ON} = h_1' - h_4', \quad \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}.$$

7. Определить холодильные коэффициенты цикла Карно (ε_{ca}) и действительного цикла (ε).

Варианты решений

К п. 1. см. рис. 1.6.

К п. 2. $t_c = +40^\circ\text{C}$; $P_c = 18,61$ бар;
 $t_o = -30^\circ\text{C}$; $P_o = 2,11$ бар;

$$\frac{P_c}{P_o} = \frac{18,61}{2,11} = 8,82.$$

К п. 3. $n = 1,22,76$.

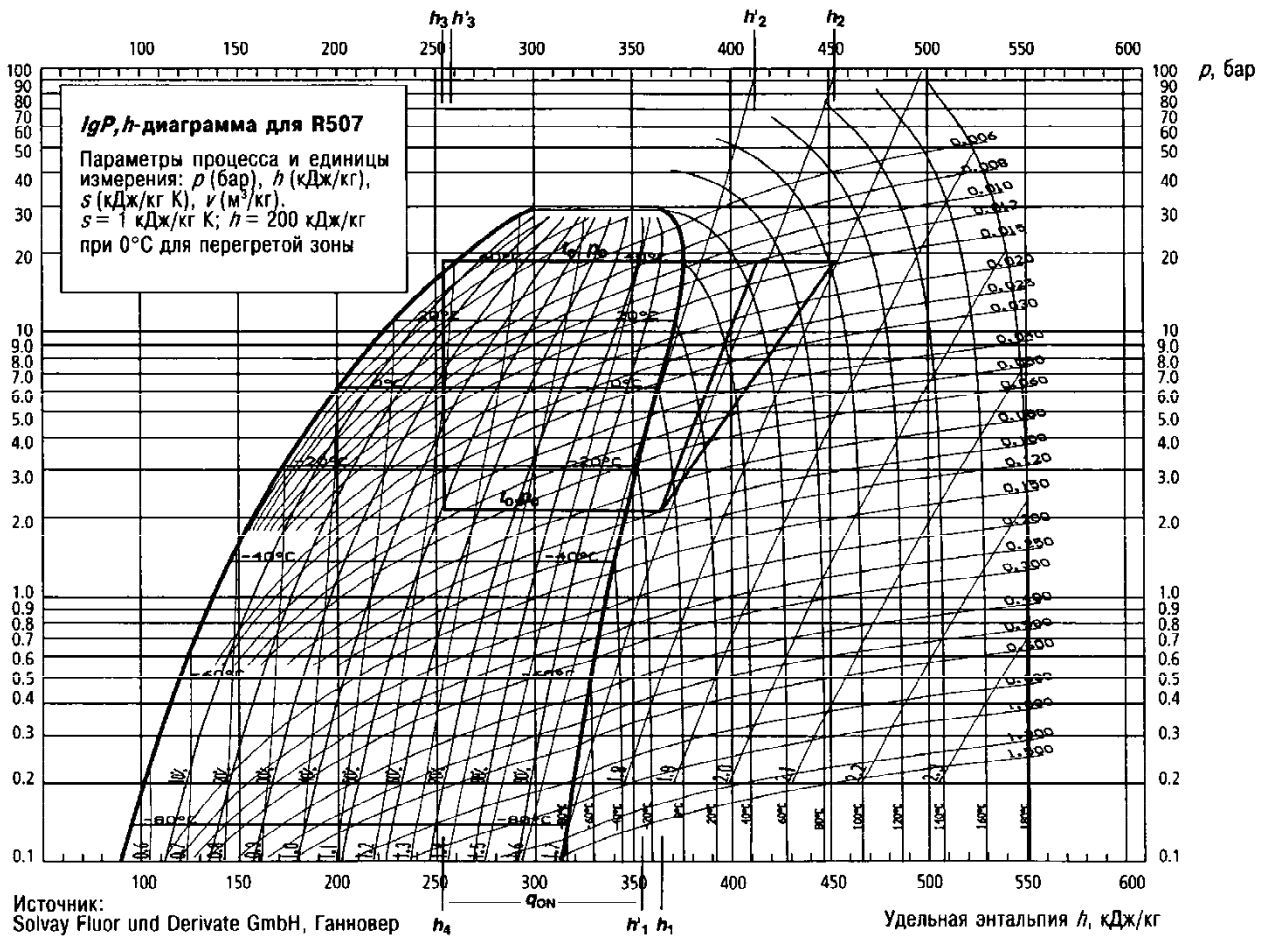


Рис. 1.6. lgP, h-диаграмма для R507, составленная профессором Р. Дёрингом



$$\text{К п. 4. } T_2 = T_c \cdot \left(\frac{P_c}{P_0} \right)^{\frac{n-1}{n}} \text{ с } T_s = 273,15 + (+10) - 30, \text{ К;}$$

$$T_2 = 253,15 \cdot \left(\frac{18,61}{2,11} \right)^{\frac{1,2276-1}{1,2276}} = 379,02 \text{ К.}$$

$$t_2 = 105,87^\circ\text{С.}$$

$$h_2 = 455 \text{ кДж/кг.}$$

К п. 5. см. $\lg P, h$ -диаграмму на рис. 1.6.

$$\text{К п. 6. } m_R = \frac{Q_o}{q_{ON}}, \text{ кг/с.}$$

$$\text{Удельная холодопроизводительность: } q_{ON} = h'_1 - h_4.$$

$$q_{ON} = 354,60 - 255,14 = 99,46 \text{ кДж/кг.}$$

$$\text{К п. 7. } \varepsilon_{ca} = \frac{T_o}{T_c - T_o} = \frac{243,15 \text{ К}}{313,15 \text{ К} - 243,15 \text{ К}} = 3,47.$$

$$\varepsilon_i = \frac{q_{ON}}{w_i} = \frac{99,46}{92} = 1,08. \quad w_i = h_2 - h_1.$$

$$w_i = 455 - 363 = 92 \text{ кДж/кг.}$$