

ФЕДЕРАЛЬНОЕ АГЕНТСТВО ПО ЗДРАВООХРАНЕНИЮ  
И СОЦИАЛЬНОМУ РАЗВИТИЮ РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ  
ГОСУДАРСТВЕННОЕ ОБРАЗОВАТЕЛЬНОЕ УЧРЕЖДЕНИЕ  
ВЫСШЕГО ПРОФЕССИОНАЛЬНОГО ОБРАЗОВАНИЯ  
САНКТ-ПЕТЕРБУРГСКАЯ ГОСУДАРСТВЕННАЯ  
ХИМИКО-ФАРМАЦЕВТИЧЕСКАЯ АКАДЕМИЯ

---

*Л. С. Мазур, А. В. Маркова, Е. В. Иванов*

ИССЛЕДОВАНИЕ РАБОТЫ  
ПАРОКОМПРЕССИОННОЙ ХОЛОДИЛЬНОЙ  
МАШИНЫ

Методические указания к лабораторной работе

Санкт-Петербург  
2008

УДК 621.1.01 (075.8)

*Рецензенты:*

*Фролов В. Ф., д-р техн. наук,  
проф. кафедры процессов и аппаратов СПбГТИ.  
Эйдельман Е. Д., д-р физ-мат. наук, проф.,  
зав кафедрой физики СПбГХФА.*

**M12**

**Мазур, Л. С.** Исследование работы парокompрессионной холодильной машины : методические указания к лабораторной работе. / Л. С. Мазур, А. В. Маркова, Е. В. Иванов. — СПб. : Изд-во СПХФА, 2008. — 20 с.

В методических указаниях приведены основные сведения о парокompрессионной холодильной машине (термодинамические основы получения холода, изображение холодильного цикла в  $T-s$  координатах, основные расчетные формулы, характеристики установки и способы повышения эффективности ее работы). На основании данных экспериментального исследования проводится термодинамический и эксергетический анализ работы холодильной машины.

Предназначены для студентов четвертого курса факультета промышленной технологии лекарств в качестве пособия к лабораторной работе, а также как справочное пособие для курсового и дипломного проектирования.

*Рекомендовано методической комиссией  
факультета промышленной технологии лекарств*

© Санкт-Петербургская государственная  
химико-фармацевтическая академия, 2008

## Исследование работы парокомпрессионной холодильной машины

В химической технологии, биотехнологии, технологии получения лекарств многие процессы, в том числе кристаллизация, сублимационная сушка, абсорбция, получение сжиженных газов, конденсация паров низкокипящих жидкостей и др. осуществляются при низких температурах. Для охлаждения тел до температуры ниже температуры окружающей среды служат холодильные установки. В таких установках рабочее вещество (хладагент) забирает теплоту от охлаждаемых тел, имеющих низкую температуру, и передает ее в окружающую среду, имеющую более высокую температуру. Подобные процессы, согласно второму закону термодинамики, самопроизвольно не происходят, поэтому для их осуществления необходимо затратить механическую или тепловую энергию.

В паровых компрессионных холодильных машинах, которые широко применяются для получения умеренно низких температур (до  $-100\text{ }^{\circ}\text{C}$ ), в качестве хладагента используются низкокипящие жидкости (например, фреоны — фторхлорпроизводные углеводородов) с температурой кипения при атмосферном давлении ниже температуры окружающей среды. Процессы теплообмена осуществляются в области влажного пара при постоянной температуре (испарение и конденсация). Принципиальная схема паровой компрессионной холодильной установки представлена на рис. 1, а процессы, происходящие с хладагентом (обратный цикл) в  $T-s$  координатах на рис. 2.

Пар хладагента после холодильной камеры-испарителя И (рис. 1) адиабатно сжимается в компрессоре КМ (линия 1—2' на рис. 2) от давления испарения  $p_{\text{И}}$  до давления конденсации  $p_{\text{К}}$ . Однако процесс сжатия на практике может и не совпадать с адиабатой: так как компрессор выполняется с воздушным охлаждением, процесс сжатия идет с отдачей теплоты окружающей среде, т. е. по политропе 1—2. В теплообменнике-конденсаторе К хладагент изобарно охлаждается по линии 2—3 (или 2'—3) и конденсируется (линия 3—3'), передавая теплоту окружающей среде.

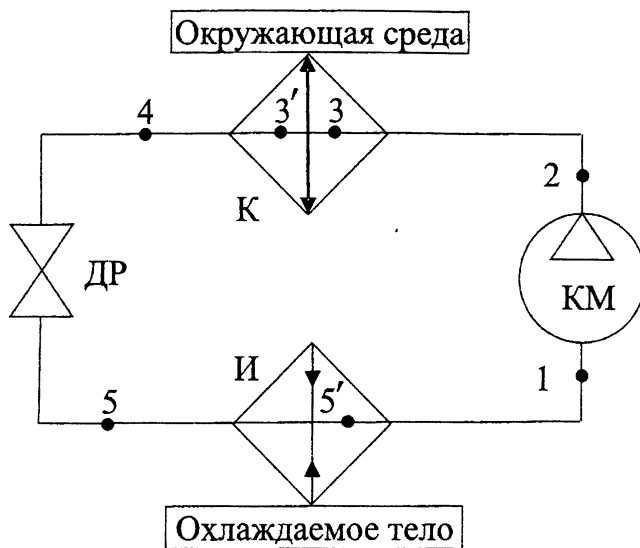


Рисунок 1. Схема паровой компрессионной холодильной установки

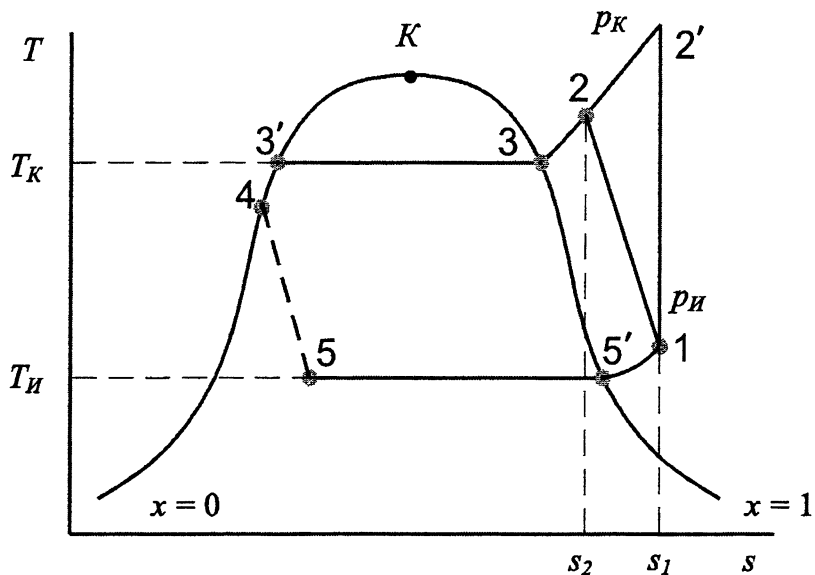


Рисунок 2. Цикл парокомпрессионной холодильной установки в  $T-s$  координатах

Переохлаждение холодильного агента (линия 3'—4) приводит к увеличению холодопроизводительности установки. Далее хладагент направляется в расширительное устройство, в качестве которого обычно используется дроссельное устройство ДР, в котором происходит адиабатное расширение без совершения работы. При дросселировании (линия 4—5) происходит резкое падение давления от давления конденсации  $p_K$  до давления испарения  $p_H$ . При этом жидкий хладагент оказывается перегретым, температура хладагента уменьшается (от температуры конденсации  $T_K$  до температуры испарения  $T_H$ ) и происходит его самоиспарение. Необходимо отметить, что изображение изоэнтальпы 4—5 на диаграмме состояния условное, так как при дросселировании совпадают только начальная и конечная энтальпии. В холодильной камере (испарителе И) хладагент испаряется, забирая теплоту от охлаждаемых тел (линия 5—5'). Некоторый перегрев пара перед всасыванием (линия 5'—1) обеспечивает сухой ход компрессора.

Основными величинами, характеризующими работу холодильной установки, являются:

$Q_o$  — холодопроизводительность, т. е. количество теплоты, забираемое хладагентом от охлаждаемых тел в испарителе, Вт;

$Q$  — количество теплоты, передаваемое хладагентом в окружающую среду в теплообменнике-конденсаторе, Вт;

$N$  — теоретическая мощность двигателя компрессора, Вт;

$m_x$  — расход хладагента, кг/с;

$\varepsilon$  — холодильный коэффициент, характеризующий эффективность холодильного цикла:

$$\varepsilon = \frac{Q_o}{N} = \frac{q_o}{l_3}, \quad (1)$$

где  $q_o = Q_o/m_x$ ,  $l_3 = N/m_x$  — соответственно удельная холодопроизводительность и удельная затраченная работа;

$\eta$  — эксергетический КПД, который служит мерой необратимости процессов в холодильной установке, представляющий собой отношение эксергии подведенного теплового потока к работе цикла:

$$\eta = \frac{e_{q_o}}{l_3} = \varepsilon \left( \frac{T_{oc}}{T_H} - 1 \right), \quad (2)$$

где  $T_{oc}$  — температура окружающей среды.

Отметим, что теплота  $Q$  отводится, а работа  $l_3$  затрачивается, поэтому они должны быть отрицательными. Однако в расчетах удобно

пользоваться положительными величинами, поэтому величины  $Q$  и  $l_3$  принимаем положительными, а их знак будем учитывать при записи энергетического баланса (первого закона термодинамики).

Выразим величины  $q_0$  и  $l_3$  через энтальпии хладагента, воспользовавшись вторым уравнением первого закона термодинамики:

$$q = \Delta h + l^p, \quad (3)$$

где  $\Delta h$  — изменение энтальпии,  $l^p$  — располагаемая работа.

Для изобарного процесса испарения и перегрева паров (линия 5—5'—1, рис. 2) располагаемая работа  $l^p = 0$  и

$$q_0 = \Delta h = h_1 - h_5 = h_1 - h_4, \quad (4)$$

поскольку при дросселировании начальная и конечная энтальпии совпадают ( $h_4 = h_5$ ).

Для изобарного процесса охлаждения пара — конденсация — охлаждение жидкости (линия 2—3—3'—4, рис. 2) располагаемая работа также равна нулю и

$$q = \Delta h = h_4 - h_2. \quad (5)$$

Для адиабатного процесса сжатия хладагента в компрессоре (линия 1—2' на рис. 2)  $q = 0$  и

$$l_3 = |l^p| = \Delta h = h_2' - h_1. \quad (6)$$

Тогда из уравнения 1 холодильный коэффициент

$$\varepsilon = \frac{h_1 - h_4}{h_2' - h_1}. \quad (7)$$

Если в компрессоре происходит политропное сжатие (линия 1—2 на рис. 2), при записи уравнения первого закона термодинамики необходимо учитывать отвод теплоты  $q_{км}$  в окружающую среду:

$$l_3 = |l^p| = |q_{км} - \Delta h| = |q_{км} - (h_2 - h_1)|. \quad (8)$$

Количество теплоты, отводимое в окружающую среду при политропном сжатии равно площади фигуры 1—2— $s_2$ — $s_1$ , которую можно приближенно рассматривать как трапецию:

$$q_{км} = \frac{T_2 + T_1}{2} (s_2 - s_1) \quad (9)$$

В этом случае холодильный коэффициент равен:

$$\varepsilon = \frac{h_1 - h_4}{q_{км} - (h_2 - h_1)} \quad (10)$$

Для политропного сжатия 1—2 располагаемую работу также можно рассчитать по формуле (рассматривая при этом хладагент как идеальный газ):

$$l_s = |l^p| = \frac{n}{n-1} R(T_2 - T_1) = \frac{n}{n-1} RT_1 \left[ \left( \frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right], \quad (11)$$

где  $n$  — показатель политропы;  $R = R_\mu/M$  — газовая постоянная ( $R_\mu = 8310$  Дж/(кмоль·К) — универсальная газовая постоянная;  $M$  — молярная масса хладагента, кг/кмоль);  $p_1, T_1$  — давление и температура хладагента до сжатия в компрессоре,  $p_2, T_2$  — давление и температура хладагента после сжатия.

Для идеального газа теплоту, отводимую в окружающую среду в процессе 1—2, можно также рассчитать следующим образом:

$$q_{км} = \frac{R(n-k)}{(k-1)(n-1)} (T_2 - T_1), \quad (12)$$

где  $k$  — показатель адиабаты (для многоатомных газов  $k = 1,33$ ).

Показатель политропы можно определить из уравнения политропного процесса, экспериментально определив давления и температуры в точках 1 и 2:

$$n = \frac{\ln \left( \frac{p_2}{p_1} \right)}{\ln \left( \frac{p_2}{p_1} \right) - \ln \left( \frac{T_2}{T_1} \right)}. \quad (13)$$

Чем больше величина  $\varepsilon$ , тем эффективнее холодильный цикл. Для заданных температур охлаждаемого тела и окружающей среды (характеризуемыми соответственно температурами испарения  $T_\mu$  и конденсации  $T_K$  хладагента) максимальным холодильным коэффициентом обладает идеальный цикл — обратный цикл Карно, состоящий из двух изотермических и двух адиабатных (изэнтропийных) процессов (рис. 3):

$$\varepsilon_k = \frac{q_o}{l_3} = \frac{T_H \Delta s}{(T_K - T_H) \Delta s}$$

где  $\Delta s = s_2 - s_3 = s_1 - s_4$ ,

$$\varepsilon_k = \frac{T_H}{T_K - T_H} \quad (14)$$

Эксергетический кпд цикла Карно (при  $T_{oc} \approx T_K$ ) равен единице.

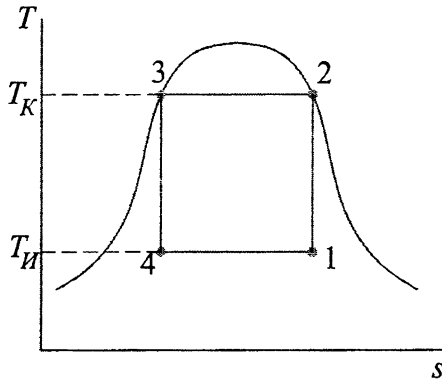


Рисунок 3. Обратный цикл Карно

## Цель работы

1. Практическое ознакомление с работой холодильной установки.
2. Определение давлений испарения  $p_H$  и конденсации  $p_K$ .
3. Построение цикла реальной холодильной установки в  $T-s$  координатах.
4. Расчет полезной холодопроизводительности и расхода хладагента.
5. Определение показателя политропы для процесса сжатия в компрессоре.
6. Расчет теоретических затрат энергии на компрессор.
7. Расчет количества теплоты, передаваемого хладагентом в окружающую среду.
8. Определение холодильного коэффициента и эксергетического кпд.



## Описание лабораторной установки

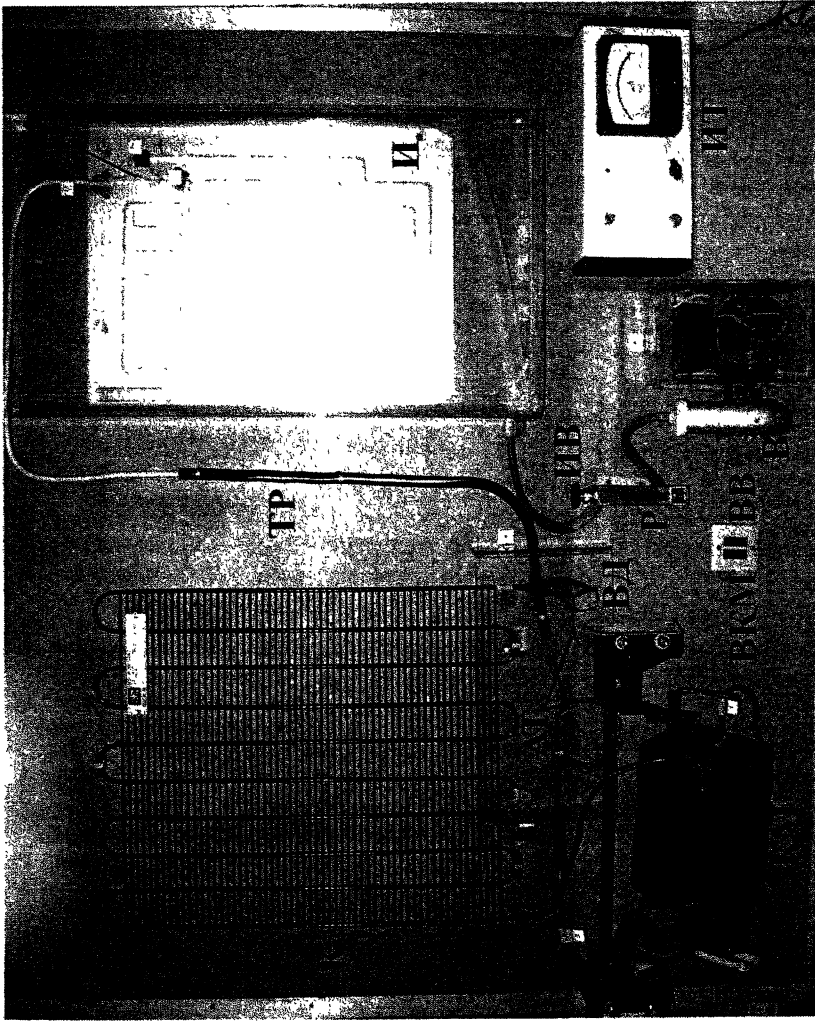
Парокомпрессионная холодильная установка (рис. 4 и 5) для охлаждения воздуха состоит из компрессора КМ, теплообменника-конденсатора К, влагоотделителя ВД, охладителя хладагента АТ, регенеративного теплообменника типа «труба в трубе» ТР, дроссельного устройства ДР, испарителя И, вентилятора В. Все узлы соединены трубопроводами и образуют замкнутую систему, в которой циркулирует холодильный агент — фреон-12 ( $\text{CF}_2\text{CL}_2$ ,  $M = 121$  кг/кмоль).

Компрессор КМ сжимает пары фреона, поступающие из испарителя, до давления конденсации и нагнетает в конденсатор, обеспечивая циркуляцию хладагента в системе холодильной машины. В теплообменнике-конденсаторе К происходит охлаждение паров хладагента до температуры насыщения и их конденсация, то есть переход паров в жидкое состояние. Конденсатор охлаждается воздухом. Из конденсатора жидкий хладагент поступает во влагоотделитель ВД, который заполнен цеолитом, веществом, обладающим хорошей влагопоглощающей способностью, так как даже незначительное количество воды оказывает отрицательное влияние на работу фреоновых агрегатов. Влагоотделитель ВД служит также гидрозатвором для отделения жидкого фреона от его пара. Затем хладагент по капиллярной трубке АТ (в которой происходит переохлаждение конденсата за счет теплообмена с окружающей средой — воздухом) подается во внутреннюю трубу регенеративного теплообменника ТР, где происходит его дальнейшее переохлаждение, после чего он проходит через дросселирующее устройство ДР. В дросселирующем устройстве (выполненном в виде сужающегося канала) происходит понижение давления хладагента до давления испарения с понижением температуры до температуры испарения.

Далее хладагент поступает в испаритель И, где интенсивно испаряется, отнимая теплоту от охлаждаемого тела (продуваемого через испаритель воздух). Из испарителя пары фреона противотоком поступают в кольцевое пространство регенеративного теплообменника ТР. В теплообменнике ТР пары хладагента перегреваются, переохлаждая более теплый жидкий хладагент, поступающий в испаритель по внутренней теплообменной трубке.

Испаритель помещен в кожух, в который вентилятором В подается воздух. Расход воздуха регулируется игольчатым вентилем ИВ и контролируется с помощью ротаметра Р.

Температуру фреона и воздуха в цикле определяют с помощью термомпар, подключенных к показывающему прибору ИТ многоточечным



*Рисунок 4. Внешний вид лабораторной парокомпрессионной холодильной установки*

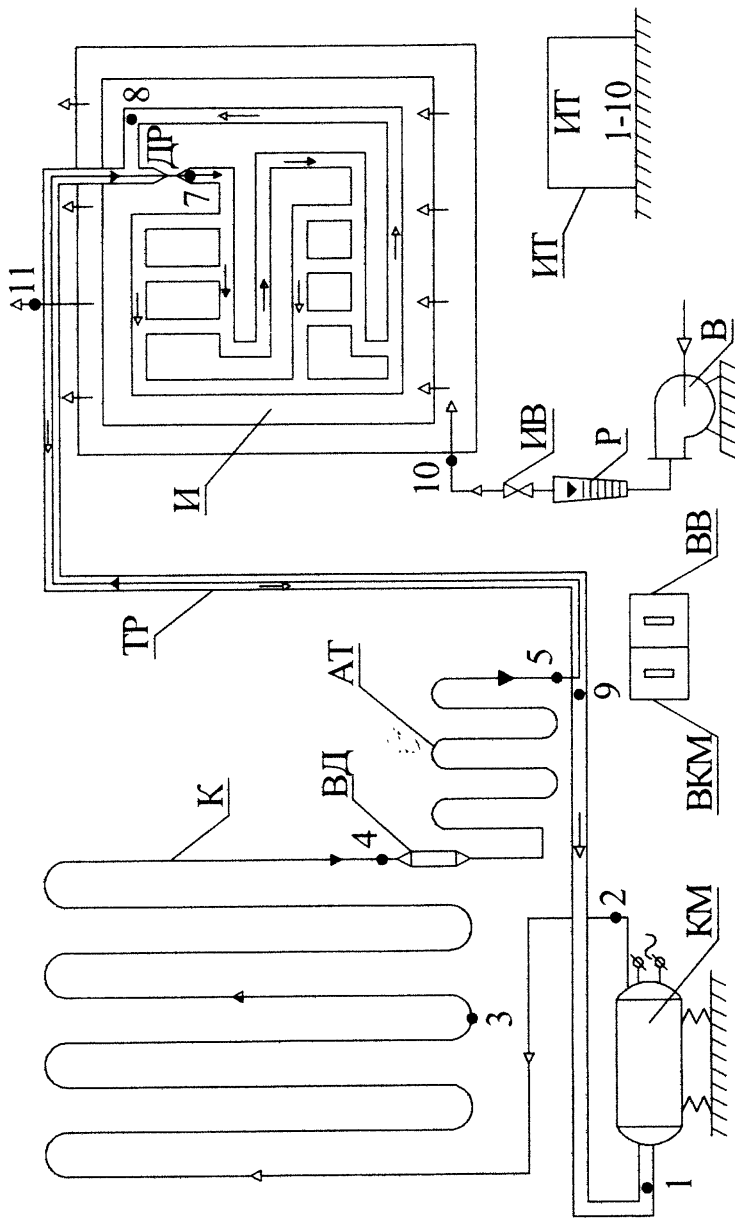


Рисунок 5. Схема парокомпрессионной холодильной установки

переключателем. Прибор позволяет контролировать температуру в десяти точках схемы. Кнопки ВКМ и ВВ служат для включения и выключения компрессора и вентилятора.

## Методика проведения эксперимента

Включить компрессор КМ тумблером ВКМ. Включить в сеть прибор ИТ (загорается красная лампочка); установить диапазон измерения температур в отрицательной области, повернуть тумблер прибора ИТ в положение, соответствующей измерению температуры в точке 7 (см. рис. 4 и 5). Через 5 минут включить вентилятор В тумблером ВВ и установить вентилем ИВ расход воздуха, заданный преподавателем. После установки постоянной температуры в точке 7 снять показания температуры во всех десяти точках, отмеченных на схеме.

Значения температур хладагента в различных точках схемы (1, 2, 3, 4, 5, 7, 8, 9, 10 и 11) занести в таблицу.

Таблица опытных и расчетных данных

№	$t, ^\circ\text{C}$	$p, \text{МПа}$	$h, \text{кДж/кг}$	Примечание
1	22			энтропия $s_1 =$
2	48		468	энтропия $s_2 =$
3	40		460	
4'				
4	33		450	
5	24		440	
6			430	
7	-24		385	сухость $x =$
7'				
8	-12		405	
9	20		435	
10	24	0,1	—	Воздух до охлаждения ( $t_{oc}$ )
11	18	0,1	—	Воздух после охлаждения
Показание ротаметра			Расход воздуха $V_e =$	

По окончании эксперимента выключить вентилятор и компрессор. Отсоединить прибор измерения температур от сети.

## Обработка опытных и расчетных данных

1. По данным таблицы на  $T-s$  диаграмме (Приложение 2) строят цикл парокомпрессионной холодильной машины (рис. 6), определяя в каждой точке цикла энтальпию хладагента.

По температуре конденсации  $T_K = T_4$  (точка 4) определяют давление конденсации  $p_K$ , строят линию конденсации (4—4'). Изобару  $p_K$  продолжают вправо в область перегретого пара. На изобаре  $p_K$  отмечают точку 3 с температурой  $T_3$  и точку 2 с температурой после сжатия в компрессоре  $T_2$ . Линия 2—3—4' соответствует охлаждению паров в конденсаторе.

По температуре хладагента после дросселя  $T_H = T_7$  (точка 7) определяют давление испарения  $p_H$ . В области влажного пара строят изобару  $p_H$  и продолжают в область перегретого пара. Точка 7' соответствует сухому насыщенному пару хладагента. На изобаре  $p_H$  отмечают точки 8, 9 и 1, соответствующие измеренным температурам  $T_8$ ,  $T_9$  и  $T_1$ . Построенный отрезок 7'—8—9—1 соответствует перегреву паров хладагента. Состояние паров перед компрессором характеризуется точкой 1. Далее строят отрезок 1—2, изображающий процесс сжатия в компрессоре.

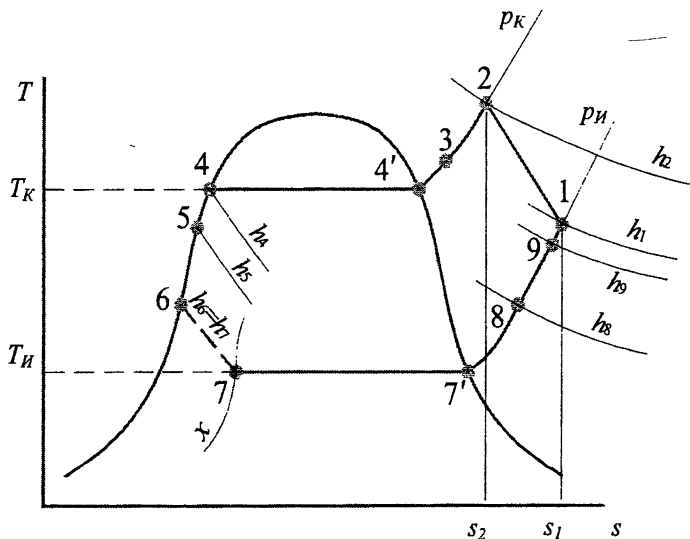


Рисунок 6. Построение цикла холодильной компрессионной установки

Линия переохлаждения конденсата при давлении конденсации  $p_K$  сливается с нижней (левой) пограничной кривой, так как в области жидкой фазы изобары расположены очень близко друг к другу. Точка 5 на пограничной кривой (при  $T_K$ ) соответствует переохлаждению конденсата в капиллярной трубке практически до температуры окружающей среды.

Дальнейшее переохлаждение конденсата перед дросселированием происходит в регенеративном теплообменнике «труба в трубе». Для определения состояния хладагента перед дросселированием (точка 6)

необходимо записать уравнение теплового баланса регенеративного теплообменника РТ.

Для изобарных процессов перегрева паров и переохлаждения конденсата уравнение теплового баланса записывается следующим образом:

$$q_{5-6} + q_{8-9} = 0,$$

или

$$h_6 - h_5 + h_9 - h_8 = 0.$$

Из последнего соотношения можно определить  $h_6$ :

$$h_6 = h_5 + h_9 - h_8 \quad 446 + 405 - 435 = 416 \quad (15)$$

По рассчитанному значению энтальпии на  $T-s$  диаграмме находят соответствующую изоэнтальпу и на пересечении ее с пограничной кривой строят точку 6. Состояние хладагента после дросселирования находят на пересечении изоэнтальпы  $h_6$  с изобарой  $p_H$  — точка 7. Определяют по диаграмме сухость влажного пара хладагента в точке 7.

2. Удельную холодопроизводительность установки определяют по уравнению (точка 8 расположена при выходе хладагента из морозильной камеры, и дальнейший перегрев фреона 8 — 1 при расчете холодопроизводительности не учитывается):

$$q_o = h_8 - h_7 \quad 10 \quad (16)$$

3. Полезная холодопроизводительность установки рассчитывают из уравнения теплового баланса холодильной камеры:

$$Q_o = G_g c_g (T_{11} - T_{10}), \quad 16 \cdot 1,3 \cdot 1005 \cdot 6 = \quad (17)$$

где  $G_g = \rho_g V_g$  — массовый расход воздуха, поступающего в испаритель, кг/с;  $\rho_g$  — плотность воздуха, кг/м<sup>3</sup>;  $c_g = 1,005$  кДж/(кг·К) — теплоемкость воздуха в изобарном процессе.

4. Расход циркулирующего фреона:

$$m_x = Q_o / q_o \quad (18)$$

5. Показатель политропы для процесса сжатия 1—2 определяют по формуле (13).

6. Удельные затраты энергии на сжатие определяют по формуле (11) и по соотношениям (8), (9); сравнивают полученные результаты. Рассчитывают теоретическую мощность двигателя компрессора:

$$N = m_x l_s$$

7. Удельная теплота, которая выделяется в конденсаторе К при охлаждении и конденсации хладагента 2 — 4:

$$q_K = h_4 - h_2 \quad 450 - 468 = -18 \quad (19)$$

отводится воздухом в окружающую среду.

8. Удельная теплота в капиллярной трубке АТ при охлаждении конденсата 4—5

$$q_{AT} = h_5 - h_4 \quad 440 - 450 = -10 \quad (20)$$

отводится воздухом в окружающую среду.

9. Суммарная удельная теплота, передаваемая хладагентом в окружающую среду:

$$q = q_K + q_{AT} = h_5 - h_2 \quad 440 - 468 = -28 \quad (21)$$

Рассчитывают общее количество теплоты, отдаваемое в окружающую среду:

$$Q = m_x q.$$

10. Наблюдается небольшой перегрев паров хладагента между точками 9 и 1:

$$q_{9-1} = h_9 - h_1. \quad (22)$$

11. Холодильный коэффициент рассчитывают по формуле (1) или (10) с учетом указания из п. 2 ( $q_o = h_8 - h_7$ ):

$$\varepsilon = \frac{h_8 - h_7}{q_{кв} - (h_2 - h_1)} \quad (23)$$

и сравнивается с максимально возможным для цикла Карно, рассчитанным по формуле (14).

12. Эксергетический коэффициент рассчитывают по формуле (2).

13. Делают выводы по работе.

## Контрольные вопросы

1. Устройство и принцип работы парокомпрессионной холодильной машины.
2. Обратный цикл Карно.
3. Цикл парокомпрессионной холодильной машины в  $T-s$  координатах.
4. Термодинамические основы процесса искусственного охлаждения.
5. Способы повышения эффективности работы холодильной установки.
6. Основные характеристики холодильной установки.

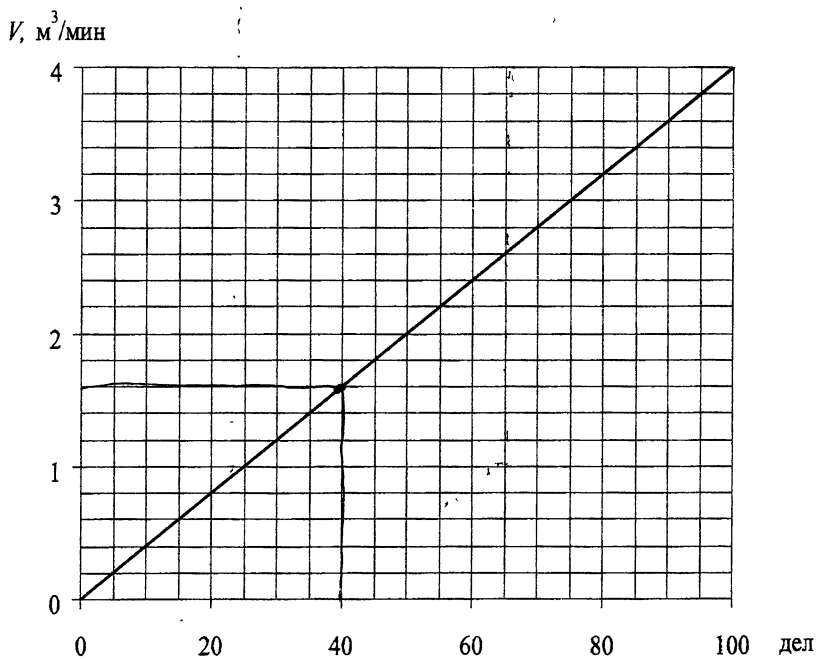
## Литература

1. Мазур, Л. С. Техническая термодинамика и теплотехника : учебник. — М. : ГЭОТАР-МЕД, 2003. — 352 с.
2. Касаткин, А. Г. Основные процессы и аппараты химической технологии. М. : Альянс, 2004. — 752 с.
3. Павлов, К. Ф. Примеры и задачи по курсу процессов и аппаратов химической технологии : учебное пособие для вузов / К. Ф. Павлов, П. Г. Романков, А. А. Носков / под ред. чл. корр. АН России П. Г. Романкова / 11-е изд., стереотипное. Перепечатка с изд. 1987 г. — М. : ООО «РусМедиаКонсалт», 2004. — 576 с.
4. Гельперин, Н. И. Основные процессы и аппараты химической технологии. М. : Химия, 1981. В двух книгах. — 812 с.
5. Кругляк, И. Н. Бытовые холодильники. М., 1992. — 259 с.
6. Рабинович, В. А. Краткий химический справочник / В. А. Рабинович, З. Я. Хавин. — СПб. : Химия, 1994. — 432 с.

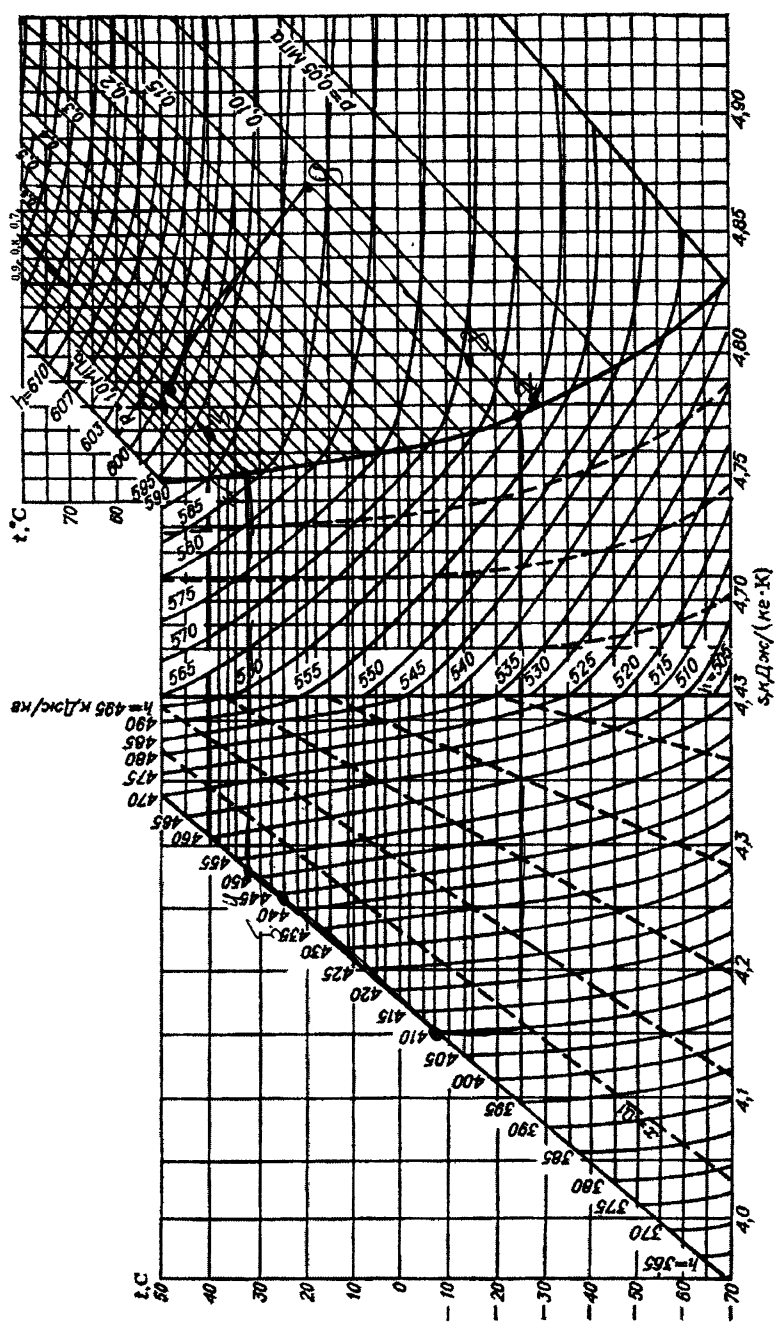


## ПРИЛОЖЕНИЕ 1

### Зависимость расхода воздуха в холодильной камере от показаний расходомера



ПРИЛОЖЕНИЕ 2 T - s диаграмма для фреона-12



## Оглавление

Исследование работы парокompрессионной холодильной машины.....	3
Цель работы.....	8
Описание лабораторной установки .....	9
Методика проведения эксперимента.....	12
Обработка опытных и расчетных данных .....	13
Контрольные вопросы .....	16
Литература.....	16
ПРИЛОЖЕНИЕ 1. Зависимость расхода воздуха в холодильной камере от показаний расходомера .....	17
ПРИЛОЖЕНИЕ 2. $T-s$ диаграмма для фреона-12 .....	18