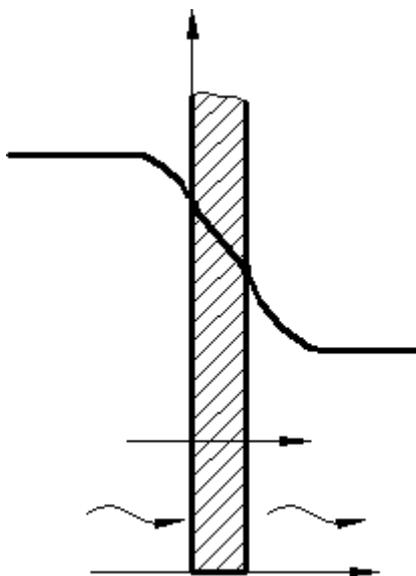


ТЕПЛОВЫЕ ПРОЦЕССЫ



ИЗДАТЕЛЬСТВО ГОУ ВПО ТГТУ

Учебное издание

ТЕПЛОВЫЕ ПРОЦЕССЫ

Методические указания к лабораторным работам

Составители:

НАБАТОВ Вячеслав Александрович,
КОЛИУХ Александр Николаевич,
ПАХОМОВ Андрей Николаевич,
ОРЛОВ Андрей Юрьевич,
ПАХОМОВА Юлия Владимировна,
АЛЕКСЕЕВА Надежда Вячеславовна

Редактор И.В. Калистратова
Инженер по компьютерному макетированию Т.Ю. Зотова

Подписано в печать 10.05.2011.
Формат 60 × 84/16. 1,39 усл. печ. л. Тираж 150 экз. Заказ № 189

Издательско-полиграфический центр ГОУ ВПО ТГТУ
392000, г. Тамбов, ул. Советская, д. 106, к. 14

Министерство образования и науки Российской Федерации
Государственное образовательное учреждение
высшего профессионального образования
«Тамбовский государственный технический университет»

ТЕПЛОВЫЕ ПРОЦЕССЫ

Методические указания к лабораторным работам
для студентов 3 курса дневной и заочной форм обучения
специальностей 240801, 240802, 240902, 260601, 240401, 280202



Тамбов
Издательство ГОУ ВПО ТГТУ
2011

УДК 621.565(076.5)
ББК Л112я73-5
Т343

Рекомендовано Редакционно-издательским советом университета

Р е ц е н з е н т

Доктор технических наук, профессор ГОУ ВПО ТГТУ,
заведующий кафедрой «Техносферная безопасность»
М.А. Промтов

С о с т а в и т е л и :

*В.А. Набатов, А.Н. Колиух, А.Н. Пахомов,
А.Ю. Орлов, Ю.В. Пахомова, Н.В. Алексеева*

Т343 Тепловые процессы : методические указания к лабораторным работам / сост. : В.А. Набатов, А.Н. Колиух, А.Н. Пахомов, А.Ю. Орлов, Ю.В. Пахомова, Н.В. Алексеева. – Тамбов : Изд-во ГОУ ВПО ТГТУ, 2011. – 24 с. – 150 экз.

Содержат основные теоретические сведения, описание лабораторных установок, порядок выполнения работ, обработку экспериментальных данных, контрольные вопросы. Включены две лабораторные работы по определению основных характеристик теплообменной аппаратуры и холодильных машин.

Предназначены для студентов 3 курса дневной и заочной форм обучения специальностей 240801, 240802, 240902, 260601, 240401, 280202.

УДК 621.565(076.5)
ББК Л112я73-5

© Государственное образовательное учреждение высшего профессионального образования «Тамбовский государственный технический университет» (ГОУ ВПО ТГТУ), 2011

Лабораторная работа 1

ИССЛЕДОВАНИЕ ПРОЦЕССОВ ТЕПЛОТДАЧИ ПРИ ВЫНУЖДЕННОМ ДВИЖЕНИИ ТЕПЛОНОСИТЕЛЕЙ

Цель работы: экспериментальное и аналитическое определение коэффициентов теплоотдачи и их сопоставление.

Методические указания

Среди процессов переноса тепла одним из наиболее распространённых в инженерной практике является процесс передачи тепла от горячего теплоносителя к холодному через разделительную стенку (процесс теплопередачи). На рисунке 1 приведена схема процесса теплопередачи. Тепловой поток от горячего теплоносителя G_1 с температурой t_1 передаётся через стенку толщиной δ к холодному теплоносителю G_2 с температурой t_2 . Таким образом, процесс теплопередачи состоит из процесса теплоотдачи от G_1 к поверхности стенки, процесса теплопроводности через стенку и процесса теплоотдачи от поверхности стенки к потоку G_2 . В процессе передачи тепла на поверхностях стенки устанавливаются температуры, равные t_{c1} и t_{c2} . В обоих теплоносителях в слое, прилежащем к стенке, формируется тепловой пограничный слой, в котором температура жидкости переменна и изменяется от её значения в ядре потока t_1 и t_2 до значений температур на поверхностях стенки t_{c1} и t_{c2} , соответственно.

Плотность теплового потока в процессах теплоотдачи определяется по закону Ньютона–Рихмана

$$q = \alpha(t - t_c), \text{ Вт/м}^2. \quad (1)$$

Тогда величина теплового потока будет равна

$$Q = qF = \alpha(t - t_c)F, \text{ Вт}, \quad (2)$$

где F – площадь поверхности стенки, м^2 . Коэффициент пропорциональности α , называемый коэффициентом теплоотдачи, характеризует интенсивность процесса теплоотдачи. По физическому смыслу α численно равен количеству тепла в Дж, которое отдаётся теплоносителем к стенке или от стенки к теплоносителю через площадь 1 м^2 , при разности температур между

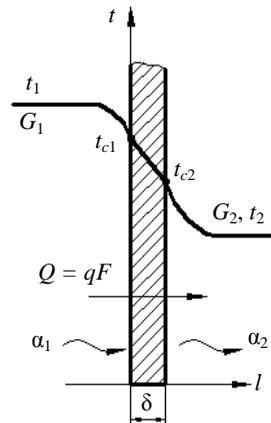


Рис. 1. Схема изменения температуры теплоносителей и стенки в процессе теплопередачи

жидкостью и стенкой в 1 К за время 1 с. Отсюда следует, что единица измерения коэффициента теплоотдачи будет Дж/м²·К·с или Вт/м²·К.

Выражение для удельного теплового потока в процессе теплопередачи имеет вид

$$q = K(t_1 - t_2), \text{ Вт/м}^2, \quad (3)$$

а основное уравнение теплопередачи

$$Q = qF = K(t_1 - t_2)F, \text{ Вт}. \quad (4)$$

Коэффициент пропорциональности K , называемый коэффициентом теплопередачи, характеризует интенсивность процесса передачи тепла. В свою очередь

$$K = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_2}}. \quad (5)$$

Из уравнения (5) видно, что коэффициент теплопередачи тесно связан с величинами коэффициентов теплоотдачи и проводимостью стенки. Чем больше α_1 , α_2 и коэффициент теплопроводности материала стенки λ , тем больше величина K и тем больше количество передаваемого тепла. Коэффициент теплопередачи показывает, какое количество тепла переходит в 1 с от более нагретого к более холодному теплоносителю через поверхность теплообмена 1 м² при средней разности температур между теплоносителями, равной 1 К и имеет размерность Дж/м³·К·с или Вт/м²·К.

Величина разностей температур $(t - t_c)$ в (1) и $(t_1 - t_2)$ в (3) является движущей силой соответствующих процессов или температурным напором процессов.

Следует отметить, что обычно в инженерной практике при тепловом расчёте и проектировании теплообменной аппаратуры величины коэффициентов теплоотдачи и теплопередачи по постановке задачи неизвестны.

Поэтому определение коэффициентов теплоотдачи α является одной из основных задач теории теплообмена. Значение коэффициента теплоотдачи необходимо как при расчётах процесса теплоотдачи, так и при расчётах процесса теплопередачи, поскольку величины входят в коэффициент теплопередачи.

Аналитический расчёт коэффициентов теплоотдачи в настоящее время осуществляется по критериальным соотношениям, в которых сам вид обобщённых безразмерных переменных (критериев подобия) определяется теоретически на основе теории подобия, а явный вид зависимости между критериями находится экспериментально для каждого вида теплообмена.

Основными критериями подобия, входящими в критериальные уравнения конвективной теплоотдачи, являются:

$Nu = \frac{\alpha l}{\lambda}$ – критерий Нуссельта, характеризующий интенсивность

процесса перехода тепла на границе поток теплоносителя–стенка (содержит определяемый коэффициент теплоотдачи);

$Pr = \frac{c\mu}{\lambda}$ – критерий Прандтля, характеризующий отношение вяз-

костных и температуропроводных свойств теплоносителя;

$Re = \frac{wl\rho}{\mu}$ – критерий Рейнольдса, характеризующий отношение

сил инерции и вязкоупругого трения в потоке (критерий Re учитывает вклад вынужденной конвекции в общий теплоперенос);

$Gr = \frac{gl^3\rho^2}{\mu^2}\beta\Delta t$, $\Delta t = t - t_c$ – критерий Грасгофа, характеризую-

щий соотношение подъёмной силы, обусловленной неодинаковостью плотностей в различных точках неизотермического потока и сил вязкостного трения (критерий Gr учитывает вклад свободной термической гравитационной конвекции в общий теплоперенос).

Конкретный вид критериальных уравнений для теплоотдачи при вынужденном движении теплоносителя в канале имеет вид:

1) ламинарный режим движения, $Re < 0,23 \cdot 10^4$

$$Nu = 0,15 Re^{0,33} Gr^{0,1} Pr^{0,43} (Pr/Pr_c)^{0,25}; \quad (6)$$

2) переходный режим движения, $0,23 \cdot 10^4 < Re < 10^4$; $Gr \cdot Pr > 1,5 \cdot 10^6$

$$Nu = 0,037 Re^{0,75} Pr^{0,4} (\mu/\mu_c)^{0,11}; \quad (7)$$

3) турбулентный режим движения, $Re > 10^4$

$$Nu = 0,021 Re^{0,8} Pr^{0,43} (Pr/Pr_c)^{0,25}. \quad (8)$$

Величина коэффициента теплоотдачи, в конечном итоге, определяется по выражению

$$\alpha = \frac{Nu \lambda}{l}. \quad (9)$$

Теплофизические свойства теплоносителя, входящие в критерии Re, Gr, Pr, Nu, выбираются из справочной литературы при средней (определяющей) температуре ядра потока \bar{t} . Величина l , входящая в критерии Nu, Re и Gr, является характерным для развития процесса теплоотдачи геометрическим размером канала. Часто величину l называют определяющим размером. Для процесса теплоотдачи при вынужденном движении жидкости в канале, определяющий размер может быть определён из выражения

$$l = \frac{4f}{\Pi}, \quad (10)$$

где f – площадь сечения канала (площадь сечения потока); Π – «смоченный» периметр канала.

При движении жидкости в трубе диаметром d из уравнения (10) следует, что $l = d$; при движении жидкости в кольцевом канале $l = D_{\text{в}} - d_{\text{н}}$, где $D_{\text{в}}$ – внутренний диаметр трубы 1; $d_{\text{н}}$ – наружный диаметр трубы 2.

Критерий Pr_c (величина критерия Прандтля данного теплоносителя при температуре стенки) определяется при температуре теплоносителя, равной средней температуре теплоотдающей (или тепловоспринимающей) поверхности t_c .

Последовательность аналитического определения величины α следующая:

- 1) определяют скорость движения теплоносителя из уравнения расхода потока $V_c = f w$;
- 2) определяют величину критерия Re и выбирают явный вид критериального уравнения;
- 3) вычисляют величину критерия Nu ;
- 4) из величины критерия Nu определяют коэффициент теплоотдачи α .

На рисунке 2 представлена схема исследования теплоотдачи в теплообменнике типа «труба в трубе». Горячий теплоноситель в количестве G_1 со средней температурой t_1 поступает в межтрубное пространство и нагревает внешнюю поверхность внутренней трубы до средней по длине температуры \bar{t}_{c1} . Внутренняя поверхность внутренней трубы со средней по длине температурой \bar{t}_2 нагревает холодный теплоноситель в количестве G_2 до средней температуры \bar{t}_2 .

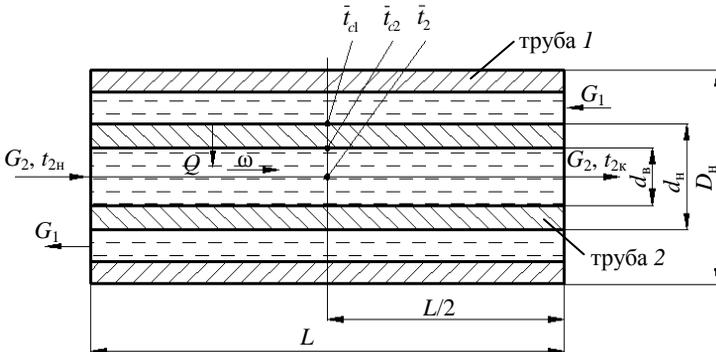


Рис. 2. Схема процесса теплоотдачи в теплообменнике типа «труба в трубе»

Величина коэффициента теплоотдачи, определяемая экспериментально, рассчитывается по уравнению (2)

$$\alpha_2 = \frac{Q}{(\bar{t}_{c2} - \bar{t}_2)F_2},$$

где $Q = G_2 c (t_{2к} - t_{2н})$ – количество тепла, отданного холодному теплоносителю в процессе теплоотдачи; $F_2 = \pi d_b L$ – поверхность процесса теплоотдачи; L – рабочая длина трубы; d_b – внутренний диаметр трубы 2.

Для определения величины α_2 необходимо знать температуру стенки \bar{t}_{c2} , которая находится из выражения $\bar{t}_{c2} = \bar{t}_{c1} - \Delta t_c$, где Δt_c – перепад температуры в стенке, равный (по закону теплопроводности Фурье)

$$\Delta t_c = \frac{Q \delta}{\lambda F},$$

где $F = \frac{\pi L (d_n + d_b)}{2}$ – поверхность теплопроводности.

Коэффициенты теплопередачи определяются для двух режимов (переходного и турбулентного), проводятся два опыта с различными расходами холодного теплоносителя.

4. Для установления турбулентного режима необходимо обеспечить такую скорость движения теплоносителя, чтобы

$$Re = \frac{w d_b \rho}{\mu} > 10^4$$

или

$$w > 10^4 \cdot \frac{\mu}{d_b \rho}. \quad (11)$$

Из уравнения расхода (неразрывности потока) $G_2 = w f_2 \rho$ следует, что $w = G_2 / f_2 \rho$. С учётом этого, выражение (11) принимает вид

$$G_2 > 10^4 \frac{\mu f_2}{d_b} \quad (12)$$

или такой как $f_2 = d_b^2 \pi / 4$, то

$$G_2 > 10^4 d_b \mu \pi / 4, \text{ кг/с.} \quad (13)$$

Таким образом, для обеспечения турбулентного режима холодного теплоносителя необходимо установить расход по условию уравнения (13).

Аналогично рассуждая, получим, что для обеспечения переходного режима движения холодного теплоносителя ($0,23 \cdot 10^4 < Re < 10^4$) величина расхода теплоносителя должна составить

$$0,23 \cdot 10^4 \cdot \frac{d_v \mu \pi}{4} < G_2 < 10^4 \cdot \frac{d_v \mu \pi}{4}. \quad (14)$$

Экспериментальная часть работы выполняется на установке (рис. 3) в условиях стационарного режима переноса тепла.

Описание лабораторной установки

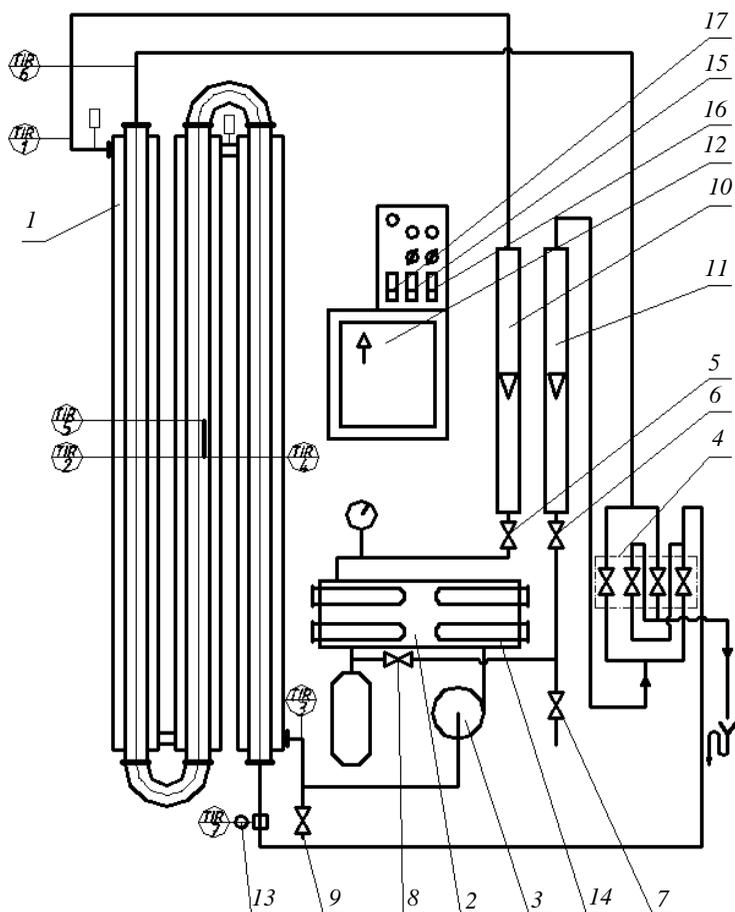


Рис. 3. Схема экспериментальной установки

Установка (см. рис. 3) состоит из теплообменника 1, подогревателя 2, насоса 3, устройства переключения направления движения потоков 4, вентилях 5 – 9, и контрольно-измерительных приборов (ротаметров 10, 11, потенциометра 12, термометра 13). Теплообменник «труба в трубе» имеет наружную стальную трубу $\varnothing 61/56$, внутри которой установлена труба меньшего диаметра $\varnothing 26,5/16,5$. Общая рабочая длина $L = 6000$ мм. В подогревателе установлены четыре электронагревателя 14, которые по два включаются тумблером 15 и 16. Измерение и регистрация температур теплоносителей и внешней поверхности стенки малой и большой трубы осуществляется потенциометром КСП-4, а температура теплоносителя на нижнем конце внутренней трубы – термометром 13. Изменение направления движения теплоносителя во внутренней трубе достигается за счёт переключения вентилей устройства 4, показанного на вынесенных схемах. Включение и выключение насоса обеспечивается кнопками 17.

Порядок проведения работы и обработка результатов

1. Организовать противоточную или прямоточную (по указанию преподавателя) схему движения теплоносителей.

2. Подать напряжение на установку кнопкой 17.

3. Проверить степень заполнения циркуляционного контура (подогреватель 2, насос 3, ротаметр 10, межтрубное пространство теплообменника) водой для чего открыть вентиль 5; кнопкой 17 включить насос 3 и убедиться в циркуляции горячего теплоносителя при отсутствии пузырей воздуха.

4. Вентилем 5 установить по ротаметру 11 скорость воды в циркуляционном контуре соответствующую положению поплавка ротаметра на делениях 80...100.

5. Включить нагреватели 14 кнопками 15 и 16.

6. Включить потенциометр 12, по которому следить за изменением температуры воды в циркуляционном контуре. Температура воды не должна превышать $90\text{ }^{\circ}\text{C}$, которую контролировать по потенциометру (точка 1).

7. Открыть вентиль 6 и по ротаметру 11 установить турбулентный режим движения воды во внутренней трубе теплообменника. Для этого из критерия Рейнольдса рассчитать скорость воды в трубе w , при которой $Re > 10^4$. По найденной скорости из уравнения расхода

$$G_2 = \frac{w r d_B^2 \pi}{4}, \text{ определить требуемый расход } G_2, \text{ а по тарировочному}$$

графику, значение шкалы ротаметра, соответствующее необходимому расходу воды.

8. При достижении температуры воды в циркуляционном контуре $70\text{ }^{\circ}\text{C}$ отключить два электронагревателя кнопками 15 или 16,

а в дальнейшем следить за температурой воды, которая не должна превышать 90 °С.

9. При установленном расходе теплоносителя через теплообменник по потенциометру следить за изменением температуры потока. При достижении стационарных условий теплопередачи, что будет характеризоваться постоянством температур (через 30...40 мин после пуска установки) снимаются необходимые показания контрольно-измерительных приборов.

10. Вентилем 7 по ротаметру 10 во внутренней трубе установить переходный режим, для которого $0,23 \cdot 10^4 < Re < 10^4$. Пересчитать скорость w в трубе и по уравнению расхода определить необходимый расход воды G_2 , а по w тарировочному графику – значение шкалы ротаметра.

11. При достижении стационарных условий снять показания контрольно-измерительных приборов и занести их в отчётную табл. 1.

12. Провести расчёт по формулам табл. 2.

13. Сопоставить найденные для двух режимов экспериментальные коэффициенты теплоотдачи с расчётными.

Таблица 1

№ п/п	Определяемая величина	1 режим (турбулентный)	2 режим (переходный)
1.	Скорость холодного теплоносителя w , м/с		
2.	Значение критерия Рейнольдса $\left(Re = \frac{w d_b \rho}{\mu} \right)$		
3.	Объёмный расход теплоносителя V_2 , м ³ /с $\left(V_2 = \frac{G_2}{\rho} = \frac{\pi}{4} d_b^2 w \right)$		
4.	Показания ротаметра (по тарировочному графику)		
5.	Конечная температура холодного теплоносителя, $t_{2к}$, °С (точка 7)		
6.	Начальная температура холодного теплоносителя, $t_{2н}$, °С (точка 6)		
7.	Средняя температура холодного теплоносителя, \bar{t}_2 , °С (точка 5)		
8.	Температура стенки, t_{c1} , °С (точка 4)		

Таблица 2

№ п/п	Наименование определяемой величины	Расчётная формула	Результат	
			1 режим	2 режим
1.	Количество тепла получаемого холодным теплоносителем	$Q = G_2 c (t_{2к} - t_{2н})$		
2.	Площадь теплоотдающей поверхности	$F_2 = \pi d_B L$		
3.	Площадь теплопроводящей поверхности	$F = \pi \frac{d_n + d_B}{2} L$		
4.	Перепад температур в стенке	$\Delta t_c = \frac{Q \delta}{\lambda F}$		
5.	Средняя температура теплоотдающей поверхности	$\bar{t}_{2c} = \bar{t}_{c1} - \Delta t_c$		
6.	Экспериментальный коэффициент теплоотдачи	$\alpha_{2э} = \frac{Q}{(\bar{t}_{c2} - \bar{t}_2) F}$		
7.	Критерий Нуссельта	Nu		
8.	Расчётный коэффициент теплоотдачи	$\alpha_{2р} = \frac{Nu \lambda}{d_B}$		

Условные обозначения

- G – массовый расход теплоносителя, кг/с;
- V – объёмный расход теплоносителя, м³/с;
- w – скорость теплоносителя, м/с;
- λ – коэффициент теплопроводности теплоносителя и материала стенки трубы, Вт/м·К;
- c – теплоемкость теплоносителя, Дж/кг·К;
- μ – коэффициент динамической вязкости, Па·с;
- ρ – плотность теплоносителя, кг/м³;
- g – ускорение свободного падения, м²/с.

Содержание отчёта

1. Схема установки с кратким описанием.
2. Расчётная часть.
3. Отчётная таблица.

Контрольные вопросы

1. Закон Фурье и коэффициент теплопроводности.
2. Уравнения теплоотдачи и теплопередачи.
3. Коэффициенты теплоотдачи и теплопередачи и их взаимосвязь.
4. Виды теплообмена.
5. Критерии теплового подобия.
6. Вид критериальной зависимости, определяющей теплоотдачу при вынужденном движении потока в канале.

Лабораторная работа 2

ИЗУЧЕНИЕ РАБОТЫ ПАРОКОМПРЕССИОННОЙ ХОЛОДИЛЬНОЙ УСТАНОВКИ

Цель работы: практическое ознакомление с работой холодильной установки, экспериментальное определение холодопроизводительности и холодильного коэффициента.

Методические указания

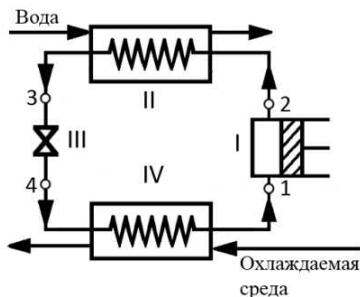
В качестве холодильных агентов используют низкокипящие жидкости с температурой кипения ниже $0\text{ }^{\circ}\text{C}$ ($P = 1\text{ кгс/см}^2$) и критической температурой выше температуры окружающей среды (табл. 3). В результате этого их можно перевести в жидкое состояние при охлаждении водой и повышенном давлении.

3. Физические свойства некоторых холодильных агентов

Холодильный агент	Температура кип., $^{\circ}\text{C}$ ($P = 1\text{ кгс/см}^2$)	Критические	
		Температура, $^{\circ}\text{C}$	Давление, (кгс/см^2)
Сернистый ангидрид	-10,1	157,5	77,8
Аммиак	-33,4	132,4	111,5
Углекислый газ	-78,5	31,0	72,9
Фреоны:			
Ф-12 (CF_2Cl_2)	-29,8	112,0	41,96
Ф-14 (CF_4)	-127,8	45,45	
Ф-143 ($\text{C}_2\text{H}_3\text{F}_3$)	-47,3	71,4	42,0
Этилен	-103,9	9,9	50,5

Рис. 4. Схема парокompрессионной холодильной машины с влажным ходом:

I – компрессор; II – конденсатор;
 III – дросселирующий вентиль;
 IV – испаритель



К идеальной компрессионной холодильной машине, работа которой соответствует обратному циклу Карно, наиболее приближается холодильная машина с влажным ходом. В этих машинах для производства холода затраты энергии минимальны. Принципиальная схема машины приведена на рис. 4, а изображение цикла на рис. 5.

В качестве расширительных устройств в парокompрессионных машинах используются дросселирующие вентили. Компрессор сжимает влажный пар холодильного агента по адиабате (1–2) (рис. 5, б) от давления P_0 до P . Температура при этом повышается до температуры сухого насыщенного пара. Конденсация пара происходит по изотерме (2–3) при давлении P и температуре T . Расширение холодильного агента в дросселирующем вентиле идёт при постоянной энтальпии (3–4) до давления испарения P_0 . Далее холодильный агент испаряется (4–1) при постоянных T_0 и P_0 , отнимая тепло от охлаждаемой среды.

Недостатком этого цикла является работа компрессора в области влажного пара, что ведёт к потерям холода вследствие:

- а) интенсивного теплообмена между влажным паром и стенками цилиндра;
- б) испарения хладагента в цилиндре компрессора, снижающего коэффициент подачи.

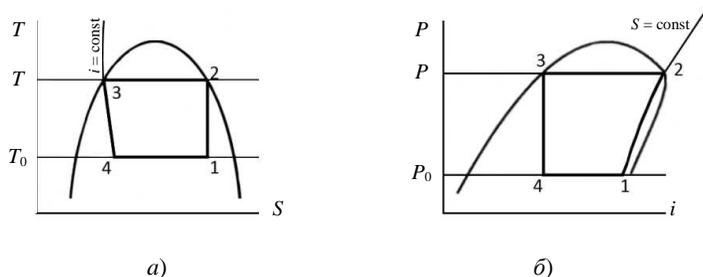


Рис. 5. Изображение холодильного цикла парокompрессионной машины с влажным ходом на T - S - и P - i -диаграммах

По этим причинам большинство применяемых установок работают по схеме с сухим ходом компрессора, хотя затраты энергии по сравнению с рассмотренной машиной возрастают. Для увеличения холодопроизводительности хладагент после конденсации обычно переохлаждают до температуры более низкой, чем температура окружающей среды. Схемами установки цикла такой действительной холодильной машины будут схемы на рис. 6.

Компрессор I сжимает сухой пар по адиабате (1–2) (рис. 6). Затем пар охлаждается в конденсаторе II по изобаре (2–2′) и конденсируется по изотерме (2–3). Некоторое переохлаждение конденсата может осуществляться в теплообменнике II, а для более существенного переохлаждения конденсат направляется в теплообменник III, где переохлаждается до температуры T' более холодным теплоносителем, например рассолом. Переохлаждённый хладагент дросселируется через вентиль IV по изохентальпе (3–4) и испаряется в теплообменнике V по изотерме (4–1), отнимая тепло от охлаждаемой среды. Переохлаждение обеспечивает увеличение удельной холодопроизводительности на величину $(i_{4'} - i_4)$. Пунктиром на рис. 6 диаграмм $T-S$ и $P-i$ показан цикл без переохлаждения хладагента.

С помощью диаграмм $T-S$ и $P-i$ можно рассчитать основные энергетические показатели цикла.

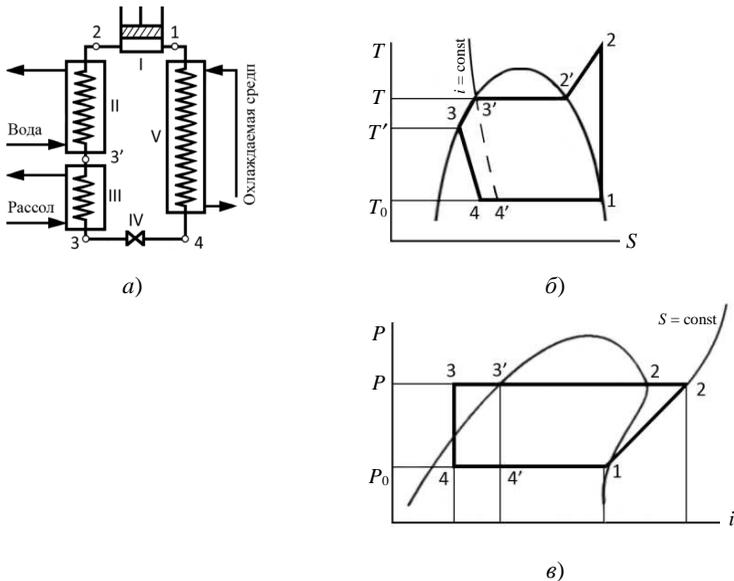


Рис. 6. Изображение схемы и холодильного цикла действительной холодильной машины

Удельная холодопроизводительность цикла q_0 равна изменению энтальпии хладагента при изотермическом процессе испарения, изображённом на диаграмме (рис. 6) линией 4–1

$$q_0 = i_1 - i_4. \quad (15)$$

Удельная работа, совершаемая компрессором

$$l_0 = i_2 - i_1. \quad (16)$$

Удельная нагрузка конденсатора при охлаждении, конденсации паров и возможном переохлаждении конденсата

$$q = i_2 - i_3. \quad (17)$$

Холодильный коэффициент цикла

$$\varepsilon = \frac{q_0}{l} = \frac{i_1 - i_4}{i_2 - i_1}. \quad (18)$$

Количество циркулирующего хладагента для обеспечения заданной холодопроизводительности (Q_0)

$$G = \frac{Q_0}{q_0}. \quad (19)$$

Теоретическая мощность компрессора

$$N_T = G(i_2 - i_1). \quad (20)$$

Эффективная мощность компрессора

$$N_l = \frac{N_T}{\eta_i} + N_f, \quad (21)$$

где η_i – индикаторный КПД компрессора; N_f – потери мощности компрессора на преодоление трения.

Изучение работы парокompрессионной холодильной установки

Холодильная установка (рис. 7) предназначена для охлаждения воздуха. Она состоит из компрессора 1, сжимающего пары холодильного агента – фреона-12 (дифтордихлорметан) от давления испарения P_0 до давления конденсации P , конденсатора 2, фильтра-осушителя 3, предназначенного для очистки и сушки фреона, двух дросселирующих вентилей 4, регулирующих поступление фреона в два параллельно работающих змеевиковых ребристых испарителя 5, холодильной камеры 6 для охлаждения воздуха.

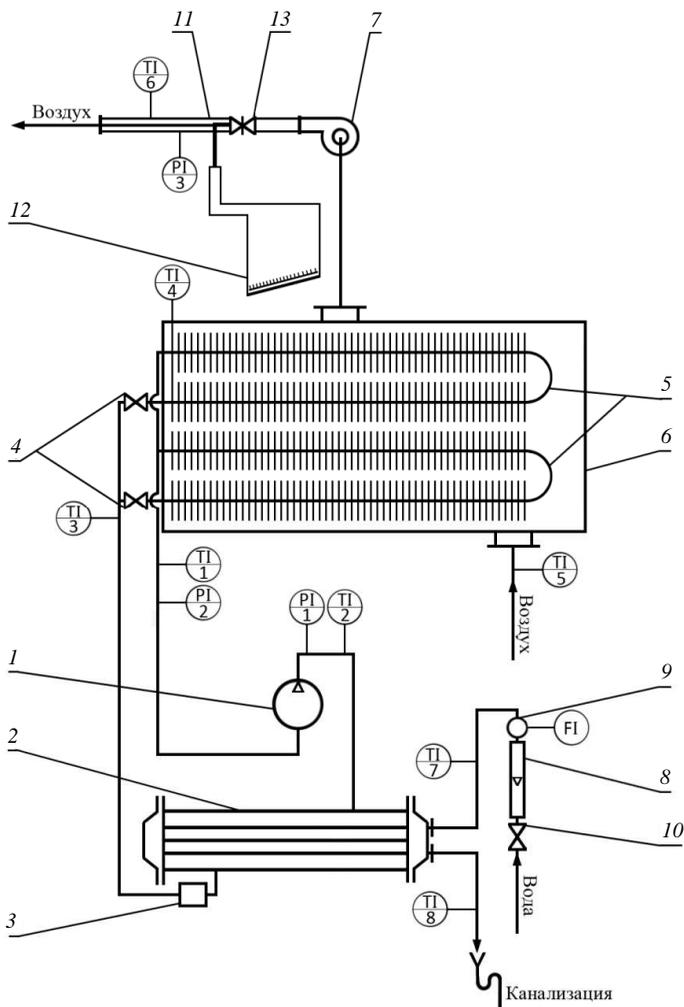


Рис. 7. Парокомпрессионная холодильная установка

Воздух через холодильную камеру прокачивается вентилятором 7. Расход воздуха регулируется заслонкой 13, скорость воздуха в воздуховоде определяется с помощью трубки Пито 11 и микроманометра 12. Температура фреона-12 в контрольных точках цикла, воды и воздуха измеряется термосопротивлениями, подключёнными к микропроцессорным измерителям.

Расход охлаждающей воды для конденсации паров фреона контролируется ротаметром 8 и измеряется расходомером 9.

Методика проведения работы

После изучения руководства и инструкции по технике безопасности пускают установку.

4. Результаты измерений и вычислений

№	Показатель	1-ый замер	2-ой замер	Среднее
1.	Показания микроманометра H , мм столба спирта			
2.	Расход воздуха V_C , м ³ /с			
3.	Показания водяного счётчика:			
	до замера			
	после замера			
4.	Количество воды V , м ³ за 10 мин			
5.	Расход воды L , кг/с			
6.	Температура воздуха, °С:			
	до охлаждения t_7			
	охлаждённого t_8			
7.	Температура воды, °С:			
	начальная t_5			
	конечная t_6			
8.	Температура фреона, °С:			
	при всасывании T_1			
	при нагнетании T_2			
	перед дросселем T_3			
	после дросселя T_4			
9.	Избыточное давление фреона, кгс/см ² :			
	при конденсации P			
	при испарении P_0			
10.	Показания электросчётчика, кВт·ч:			
	до замера			
	после замера			
11.	Количество электричества за 10 мин, кВт·ч			
12.	Мощность, потребляемая электродвигателем $N_{Эд}$, Вт			
13.	Холодопроизводительность Q_0 , Вт			
14.	Холодильный коэффициент:			
	индикаторный ϵ			
	полезный $\epsilon_{пол}$			
15.	Теоретическая мощность N_T , кВт			
16.	Коэффициент использования мощности η			

Вначале открывают вентиль 10 и устанавливают по ротаметру 8 заданный расход воды. Затем включают компрессор 1 и вентилятор 7, установив заслонкой 13 заданный расход воздуха. Через 30 минут работы установки снимают и записывают показания приборов, которые заносят в табл. 4. Показания приборов снимают 2 раза с интервалом 10 минут. Расход воды определяют следующим образом: измеряют количество воды, прошедшей через счётчик 9 в течение 10 минут. Разделив количество воды на время, получают расход воды ($\text{м}^3/\text{с}$).

Установку останавливают в следующем порядке: выключают компрессор, затем вентилятор и в последнюю очередь отключают воду.

Построение холодильного цикла на $P-i$ -диаграмме

Рабочие точки цикла, характеризующие состояние хладагента, определяют следующим образом (рис. 8). На $P-i$ -диаграмме для фреона-12 проводят изобары соответствующие давлениям всасывания (ab) и нагнетания (cd). Точка 1 находится на пересечении изобары (ab) и изотермы, соответствующей температуре фреона при всасывании T_1 . Точка 2 – на пересечении изобары (cd) и изотермы T_2 . Процесс сжатия фреона в компрессоре (1–2) близок к адиабатическому ($S = \text{const}$). Точки 2' и 3' находятся на пересечении изобары (cd) с правой и левой ветвями кривой состояния хладагента ограниченной кривой. Процесс (3'–3) – переохлаждение фреона. Точка 3 определяется пересечением изобары (cd) и изотермы, соответствующей температуре фреона после переохлаждения T_3 (температуре перед дросселем). Процесс изэнтальпического расширения в дросселе идёт по вертикали (3–4) ($i = \text{const}$).

Исходная $P-i$ -диаграмма для фреона-12 приведена на рис. 9, где по оси ординат приводится абсолютное давление.

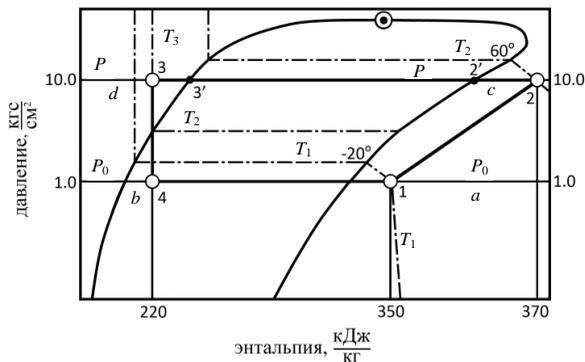


Рис. 8. Схема построения цикла парокомпрессионной холодильной машины на $P-i$ -диаграмме для фреона-12

Определение энергетических характеристик холодильной машины

Удельную холодопроизводительность цикла, удельную работу компрессора, удельную нагрузку конденсатора и холодильный (индикаторный) коэффициент машины вычисляют по уравнениям (15, 16, 17, 18).

Количество холодильного агента (кг/с), циркулирующего в цикле, можно определить из формулы

$$G = \frac{Q}{i_2 - i_3},$$

где Q – количество тепла, отдаваемое фреоном воде в конденсаторе (Вт), определяемое из теплового баланса

$$Q = LC_B (t_6 - t_5).$$

Различают полезную и полную холодопроизводительность установки.

Полная холодопроизводительность равна

$$Q_0 = Q - Q_L,$$

где $Q_L = Gl = G(i_2 - i_1)$ – расход энергии, затрачиваемой компрессором (Вт).

Полезная холодопроизводительность определяется теплом отнимаемого при охлаждении воздуха

$$Q'_0 = G_c c_c (t_7 - t_8),$$

где G_c – расход воздуха, кг/с; c_c – теплоёмкость воздуха, Дж/кг·К.

Расход воздуха определяется по уравнению

$$G_c = V_c \rho_c;$$

$$\rho_c = \rho_0 \frac{T_0}{T_0 + t_8},$$

где ρ_0 – плотность воздуха при $T_0 = 273$ К и $P = 760$ мм рт. ст.;

$$V_c = w f,$$

где f – площадь поперечного сечения воздуховода, м²; w – средняя скорость воздуха в воздуховоде, м/с и определяемая с помощью трубки Пито.

Скоростной напор, измеренный трубкой Пито, равен

$$\Delta P_{\text{ск}} = H (\rho_{\text{сп}} - \rho_c) g,$$

где H – высота столба этилового спирта, м (по микроманометру); $\rho_{\text{сп}}$ – плотность этилового спирта, кг/м³; ρ_c – плотность воздуха, кг/м³.

Затем рассчитывается максимальная осевая скорость потока

$$W_{\max} = \sqrt{\frac{2\Delta P_{\text{ск}}}{\rho_c}}.$$

Средняя скорость газа по сечению канала

$$\text{и } \begin{cases} w = 0,5W_{\max} & \text{при } \text{Re} < 2300, \\ w = (0,8 \dots 0,9)W_{\max} & \text{при } \text{Re} > 2300. \end{cases}$$

$$\text{Re} = \frac{W_{\max} d_3 \rho_c}{\mu_c},$$

где μ_c – вязкость воздуха при температуре t_2 , Н·с/м²; d_3 – эквивалентный диаметр воздуховода сечением $0,14 \times 0,14$, м.

$$d_3 = \frac{4f}{\Pi},$$

где f – сечение воздуховода, м³; Π – смоченный периметр воздуховода, м.

Полная холодопроизводительность Q_0 всегда больше Q'_0 на величину тепловых потерь

$$Q_0 = Q'_0 + Q_{\text{пот}}.$$

Далее рассчитывается полезный холодильный коэффициент, учитывающий только охлаждение воздуха (полезную работу) в холодильной камере

$$\epsilon_{\text{пол}} = \frac{Q'_0}{Q_L}.$$

Теоретическая мощность N_T равна расходу энергии, затраченной компрессором Q_L . Коэффициент использования мощности компрессора находят по уравнению

$$\eta = \frac{N_T}{N_{\text{ЭД}} \eta_i \eta_{\text{мех}} \eta_{\text{п}} \eta_{\text{ЭД}}},$$

где $N_{\text{ЭД}}$ – мощность, потребляемая электродвигателем; Вт; $\eta_{\text{мех}} = 0,85 \dots 0,9$ – механический кпд компрессора; $\eta_{\text{п}} = 0,95$ – кпд передач; $\eta_{\text{ЭД}} = 0,85$ – кпд электродвигателя; η_i – индикаторный кпд компрессора, которым учитывается отличие действительного рабочего процесса от теоретического (изэнтропического).

Таблица 5

P/P_0	2,5	3	3,5	4	4,5	5	5,5	6
η_i	0,73	0,73	0,72	0,71	0,70	0,68	0,66	0,63

Для небольших фреоновых компрессоров η_i берут в зависимости от отношения P/P_0 по табл. 5.

Содержание отчёта

1. Схема установки с кратким описанием.
2. Цикл работы машины в координатах $T-S$ и $P-i$.
3. Расчёт энергетических характеристик с занесением их в табл. 4.

Контрольные вопросы

1. Диаграмма состояния газа.
2. Термодинамические основы получения холода.
3. Адиабатическое и изоэнтальпическое расширение газов.
4. Холодильные циклы с «сухим» и влажным ходом поршня.
5. Расчёт парокompрессорной холодильной машины.
6. Абсорбционные холодильные машины.
7. Пароэжекторные холодильные машины.
8. Построение холодильного цикла на $T-S$ - и $P-i$ -диаграммах.
9. Объяснить назначение всех аппаратов на схеме парокompрессорной холодильной установки (рис. 4).
10. Транспорт холода.

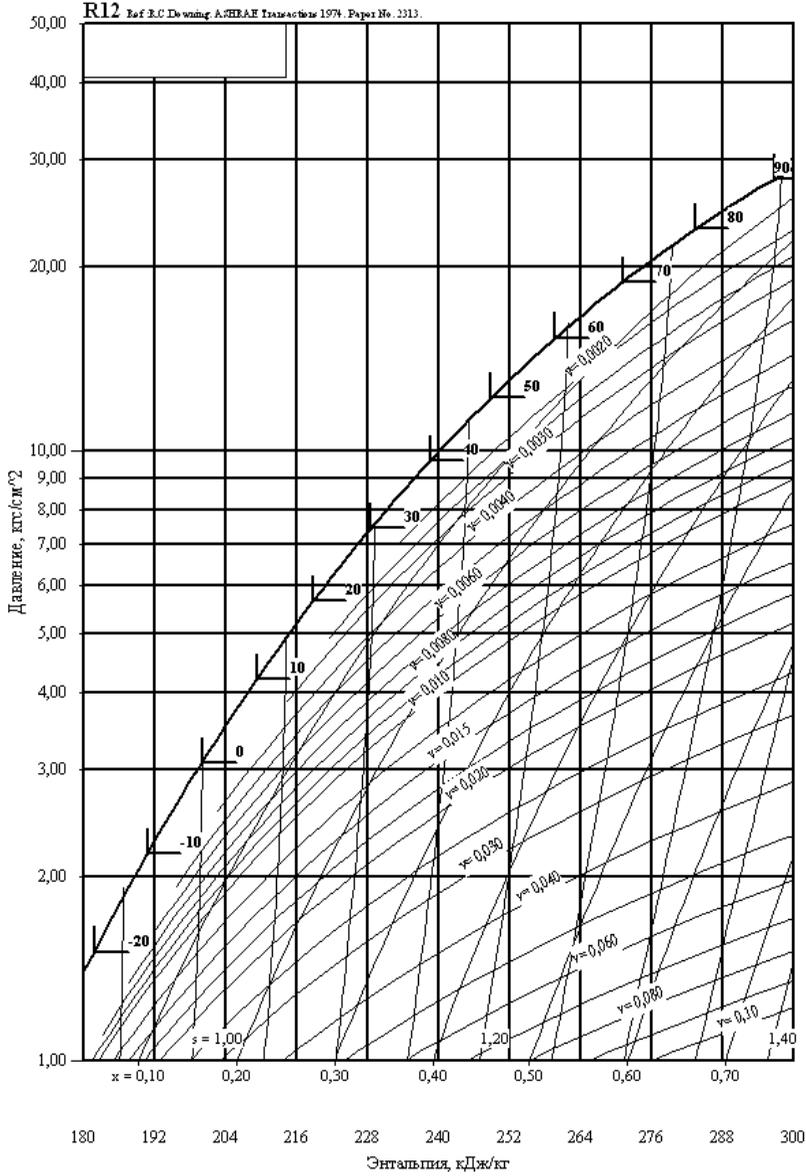
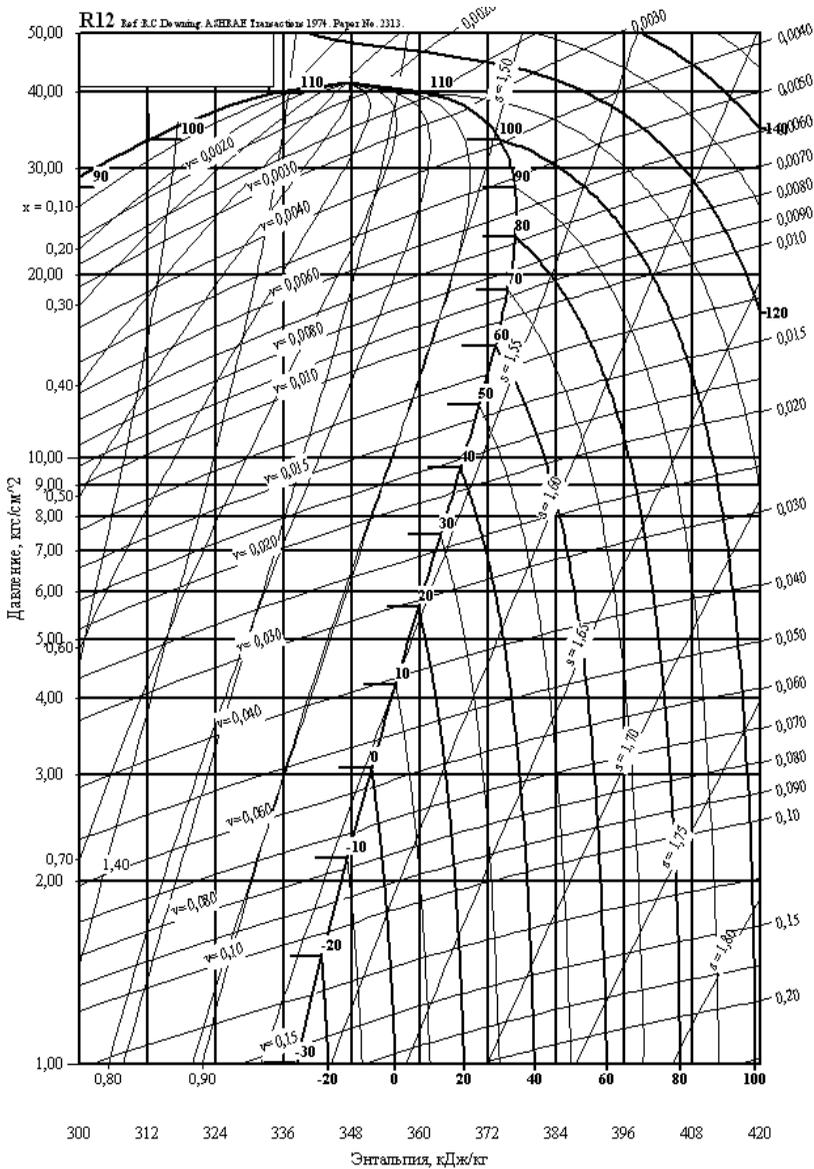


Рис. 9. P-i-диаграмма



для фреона-12

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Касаткин, А.Г. Основные процессы и аппараты химической технологии / А.Г. Касаткин. – М. : Химия, 1971.
2. Плановский, А.Н. Процессы и аппараты химической и нефтехимической технологии / А.Н. Плановский, П.И. Николаев. – М. : Химия, 2002.
3. Комаров, Н.С. Холод / Н.С. Комаров. – М. : Гизлегпищепром, 1953.