Федеральное агентство по образованию

Государственное образовательное учреждение
высшего профессионального образования

САНКТ-ПЕТЕРБУРГСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ УНИВЕРСИТЕТ
НИЗКОТЕМПЕРАТУРНЫХ И ПИЩЕВЫХ ТЕХНОЛОГИЙ

Кафедра теоретических основ
тепло- и хладотехники

РАСЧЕТ ТЕОРЕТИЧЕСКОГО ЦИКЛА ПАРОВОЙ ХОЛОДИЛЬНОЙ МАШИНЫ НА ЭВМ

Методические указания
к самостоятельной работе
для студентов специальностей
070200, 101700, 170600, 230100,
270800, 270900, 271300, 271500, 320700

Санкт-Петербург 2006

УДК 621.575

Расчет теоретического цикла паровой холодильной машины на ЭВМ / А.В. Клецкий, В.В. Митропов, В.Н. Федоров, Г.В. Карпухин: Метод. указания для студентов спец. 070200, 101700, 170600, 230100, 270800, 270900, 271300, 271500, 320700. – СПб.: СПбГУНиПТ, 2006. – 18 с.

Приводятся алгоритм и описание программы расчета различных вариантов теоретических циклов машин, работающих на хладагентах R12, R13, R22, R125, R717. Даны уравнения состояния и формулы расчета энтальпии и энтропии по коэффициентам этих уравнений состояния.

Рецензент
Доктор техн. наук, проф. Л.С. Тимофеевский

Рекомендованы к изданию редакционно-издательским советом уни-верситета

© Санкт-Петербургский государственный
университет низкотемпературных
и пищевых технологий, 2006

ВВЕДЕНИЕ

В связи с определенной сложностью математического описания свойств реальных газов студенты традиционно используют готовые термодинамические диаграммы и таблицы для определения параметров рабочего вещества в узловых точках циклов холодильных машин, а не уравнения, непосредственно описывающие упомянутые свойства. Применение термодинамических диаграмм обеспечивает наглядность расчета, но существенно снижает его точность. Использование термодинамических таблиц, рассчитанных для определенной сетки температур и давлений, часто требует интерполирования между табличными величинами, усложняющего вычисления и вносящего, как правило, основную долю погрешностей в расчеты.

Перечисленные обстоятельства приводят к тому, что большинство студентов не могут рассчитать несколько вариантов цикла для того, чтобы определить влияние на его энергетическую эффективность различных факторов.

Применение ЭВМ позволит каждому студенту проследить влияние заданного изменяемого параметра на общие характеристики и эффективность холодильного цикла, что будет способствовать более глубокому усвоению предмета.

Прежде чем приступить к ознакомлению с настоящими методическими указаниями, студент должен изучить главы «Реальные газы», «Пары» и «Циклы паровых холодильных машин» учебника «Теоретические основы хладотехники. Термодинамика» [1].

1. КРАТКАЯ ИНФОРМАЦИЯ О ТЕОРЕТИЧЕСКИХ ЦИКЛАХ ПАРОВЫХ ОДНОСТУПЕНЧАТЫХ ХОЛОДИЛЬНЫХ МАШИН

В простейшем варианте компрессорная холодильная машина состоит из четырех последовательно соединенных элементов. Принципиальная схема машины показана на рис. 1.

Компрессор, затрачивая работу $L_ц$, сжимает поступающий из испарителя сухой насыщенный или перегретый пар холодильного агента и нагнетает его в конденсатор. В конденсаторе хладагент отдает теплоту Q окружающему воздуху или протекающей воде и пре-

вращается в насыщенную или ненасыщенную жидкость. При прохождении жидкости через дроссельный вентиль – местное гидравлическое сопротивление – резко снижается давление жидкости, и она превращается во влажный пар. В испарителе один из компонентов этого влажного пара – насыщенная жидкость – кипит при низкой температуре, забирая теплоту Q_0 от объекта охлаждения. Из испарителя сухой насыщенный или слегка перегретый пар отсасывается компрессором. Перегрев пара может происходить и за счет теплопритоков из окружающей среды, а в регенеративном цикле – за счет теплообмена с переохлаждаемой после конденсатора жидкостью. Далее перечисленные процессы повторяются.

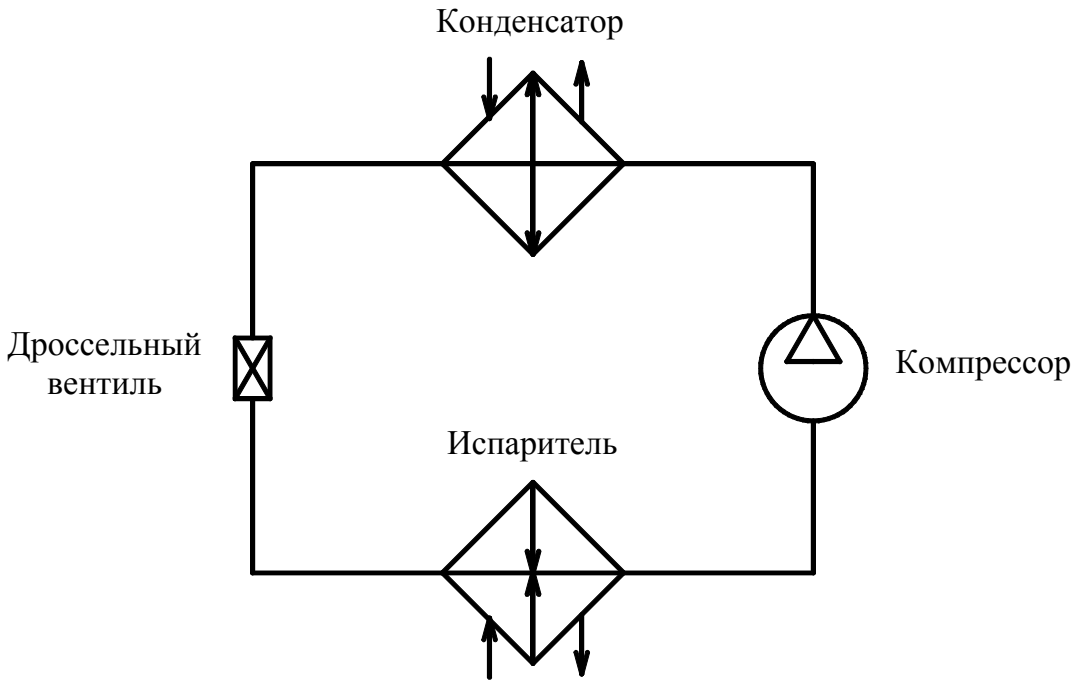


Рис. 1. Схема холодильной машины

Наглядное представление о характере изменения параметров рабочего вещества в цикле холодильной машины дает изображение цикла в термодинамических диаграммах. На рис. 2 показаны варианты описанного цикла в координатах s-T и h-lg p.

В простейшем варианте А в цикле отсутствуют процессы перегрева пара перед компрессором и переохлаждения жидкости перед дроссельным вентилем, поэтому имеется 5 узловых точек. В наиболее сложном варианте Г указанные процессы имеют место, и цикл содержит 7 узловых точек.

Во всех вариантах теоретического цикла процесс *1–2* – это адиабатный процесс сжатия рабочего тела в компрессоре, *2–3* – изобарный процесс сбива перегрева, *3–4* – изобарно-изотермический процесс кон-

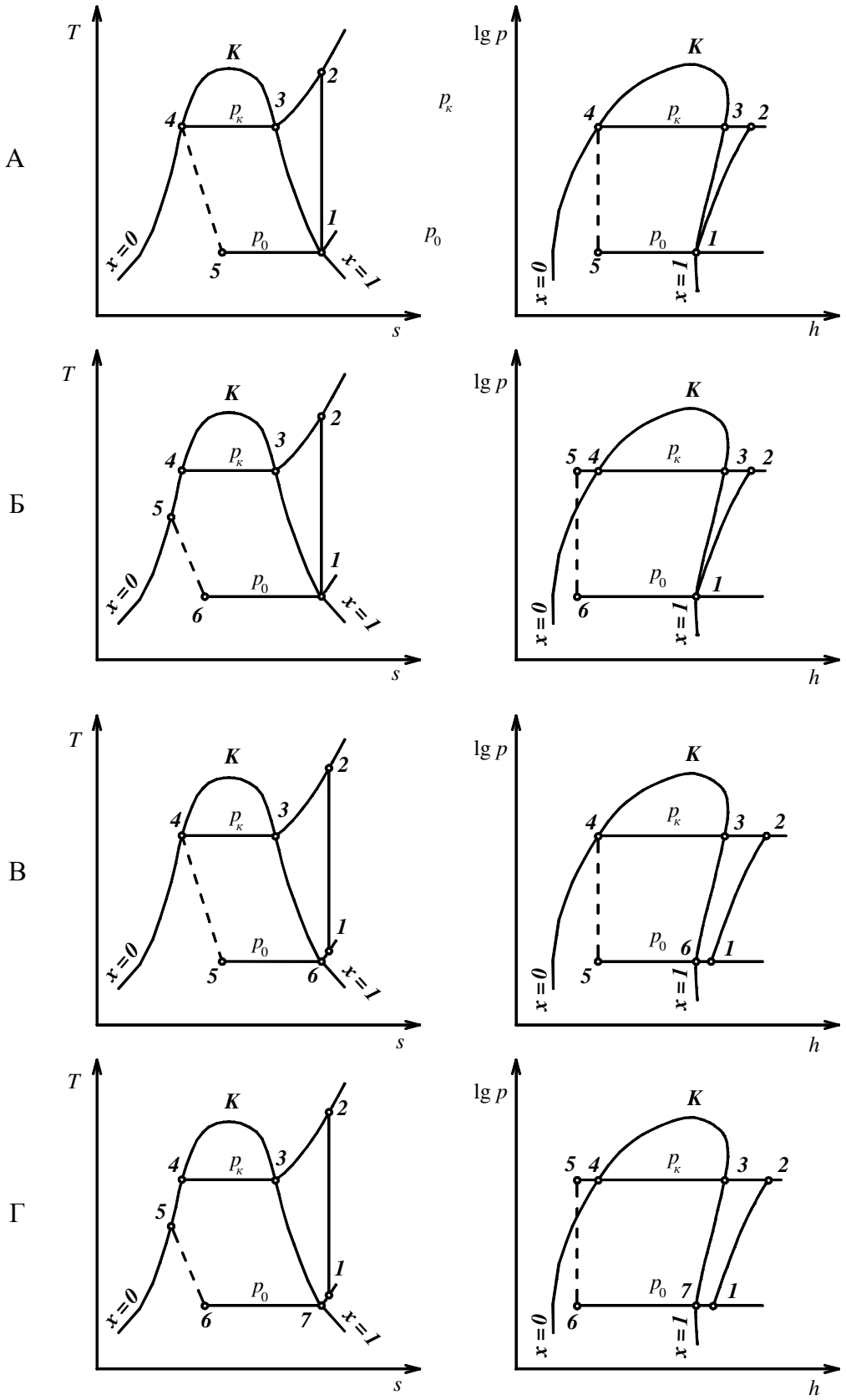


Рис. 2. Варианты цикла паровой холодильной машины

денсации рабочего вещества. Пунктиром на диаграммах изображены необратимые процессы дросселирования, проведенные вдоль изоэнтальп. В вариантах Б и Г процессы *4–5* – это процессы охлаждения жидкости до температуры ниже температуры конденсации. Все узловые точки в каждом варианте цикла лежат на двух изобарах, соответствующих уровню давления в конденсаторе (верхний уровень давления в цикле) и испарителе (нижний уровень давления в цикле). Процессы кипения рабочего тела в испарителе изображаются в координатах *s-T* нижними горизонтальными отрезками.

2. СОДЕРЖАНИЕ ЗАДАНИЯ НА РАСЧЕТ ЦИКЛА

Студенту предлагается рассчитать цикл паровой холодильной машины по исходным данным, которые включают в себя обозначение рабочего тела (R12, R13, R22, R125 или R717), значения температуры кипения и конденсации хладагента, его расхода. Указывается величина перегрева пара, поступающего в компрессор. Равенство ее нулю означает, что компрессор всасывает сухой насыщенный пар. Указывается также величина переохлаждения жидкости, поступающей в дроссельный вентиль. Равенство ее нулю означает, что в дроссельный вентиль подается насыщенная жидкость.

Предлагается определить параметры рабочего вещества (давление, плотность, энтальпию, энтропию и степень сухости) во всех узловых точках цикла двумя независимыми способами: по термодинамическим диаграммам и по таблицам. Сначала нужно заполнить таблицу параметров. Затем определить тепловую нагрузку конденсатора, холодопроизводительность цикла, мощность привода компрессора, а также аналогичные удельные величины.

После проведения расчета для одного варианта цикла по термодинамическим диаграммам и таблицам студент предъявляет результаты преподавателю, получает от него допуск на ЭВМ, где проводит расчет как этого варианта цикла (для сопоставления с результатами «ручных» вычислений), так и других трех вариантов для выявления влияния заданного варьируемого параметра на характеристики цикла. После этого студент строит в масштабе график зависимости холодильного коэффициента от варьируемого параметра. При разработке заданий тиражирование вариантов осуществлялось за счет использования смены вариантов цикла (А, Б, В, Г), различных хлад-

агентов, значений температур в узловых точках цикла, варьируемых параметров. В конце методических указаний приводятся 50 вариантов заданий на расчет цикла и пример машинной распечатки результата вычислений.

3. ОПИСАНИЕ ТЕРМОДИНАМИЧЕСКИХ СВОЙСТВ РАБОЧЕГО ВЕЩЕСТВА

В основе математического описания термодинамических свойств рабочих веществ лежит термическое уравнение состояния, устанавливающее связь между температурой, давлением и плотностью рабочего тела. В настоящей работе используется вириальное уравнение состояния:

$$p = z\rho RT, \tag{1}$$

где p – давление; z – фактор или коэффициент сжимаемости; ρ – плотность; R – удельная газовая постоянная; T – температура.

Вириальное уравнение состояния может быть записано в форме разложения фактора сжимаемости по степеням плотности и обратной приведенной температуры:

$$z = 1 + \sum_{i=1}^{M} \sum_{j=1}^{N_i} \frac{B(i, j)\rho^j}{\tau^{i-1}}, \tag{2}$$

где $B(i, j)$ – индивидуальные для каждого рабочего вещества коэффициенты, число которых достигает нескольких десятков; $\tau = T/T_{кр}$ – приведенная температура, здесь $T_{кр}$ – критическая температура.

Таким образом, уравнение состояния дает в явном виде зависимость давления хладагента от его температуры и плотности. Плотность по температуре и давлению можно рассчитать в итерационном процессе.

Дифференциальные уравнения термодинамики позволяют рассчитать калорические и акустические свойства рабочего тела по известному уравнению состояния и температурной зависимости изобарной теплоемкости вещества в состоянии идеального газа. Последняя обычно записывается в виде

$$c_p^0 = \sum_{k=1}^{n} c_k T^{k-2} . \tag{3}$$

В частности, необходимые для расчета цикла значения энтальпии и энтропии рабочего вещества в состоянии перегретого и сухого насыщенного пара находят по формулам

$$h = h_0 + c_1 \ln T + \sum_{k=2}^{n} \frac{c_k T^{k-1}}{k-1} + RT \sum_{i=1}^{M} \sum_{j=1}^{N_i} \frac{(i+j-1)B(i,j)\rho^j}{j\tau^{i-1}}; \quad (4)$$

$$s = s_0 - c_1 / T + (c_2 - R)\ln T - R\ln\rho + \sum_{k=3}^{n} \frac{c_k T^{k-2}}{k-2} + \\ + R\sum_{i=1}^{M} \sum_{j=1}^{N_i} \frac{(i-2)B(i,j)\rho^j}{j\tau^{i-1}}. \quad (5)$$

Кроме перечисленных соотношений, для расчета цикла необходимо знать зависимость давления насыщения от температуры и связь между температурой и плотностью насыщенной жидкости рабочего вещества. Эти зависимости в разных литературных источниках описываются формулами различной структуры. В настоящей работе для R22, R125 и R717 принято

$$\tau \ln \pi = D_1(1-\tau) + D_2(1-\tau)^{1,5} + D_3(1-\tau)^{2,5} + D_4(1-\tau)^4 + D_5(1-\tau)^{4,5}; \quad (6)$$

$$T_s = T_{\text{кр}} + \sum_{i=1}^{5} A_i \left(1 - \frac{\rho}{\rho_{\text{кр}}}\right)^{i+2}, \quad (7)$$

где $\pi = p_s/p_{\text{кр}}$, здесь $p_{\text{кр}}$ – критическое давление; T_s температура насыщения; $\rho_{\text{кр}}$ – критическая плотность.

Для R12 и R13 принято

$$\ln p_s = D_1 + \frac{D_2}{\tau} + D_3\tau^3 + D_4 \ln \tau; \quad (8)$$

$$\rho = \rho_{\text{кр}} + A_1(T_{\text{кр}} - T) + A_2(T_{\text{кр}} - T)^{1/3} + A_3(T_{\text{кр}} - T)^2 + A_4(T_{\text{кр}} - T)^{1/2}. \quad (9)$$

Численные значения коэффициентов и констант уравнений (2)–(9), использованные для расчета циклов, приводятся в работах [2–5].

Энтальпию и энтропию насыщенной (с небольшой погрешностью – и ненасыщенной) жидкости определяют по формулам

$$h' = h'' - r; \tag{10}$$

$$s' = s'' - r / T_s, \tag{11}$$

где h'' и s'' – соответственно энтальпия и энтропия сухого насыщенного пара; r – теплота парообразования (ее находят по уравнению Клапейрона–Клаузиуса),

$$r = T_s \left(\frac{1}{\rho''} - \frac{1}{\rho'} \right) \frac{\mathrm{d}p_s}{\mathrm{d}T}. \tag{12}$$

4. АЛГОРИТМ РАСЧЕТА ЦИКЛА

Анализируя возможные варианты одноступенчатого цикла паровой холодильной машины (см. рис. 2), можно сделать следующие выводы. Температуры рабочего тела во всех узловых точках цикла, кроме точки *2*, определяют по заданию. Два уровня давления в цикле рассчитывают по формуле (6) или (8) по температурам кипения и конденсации рабочего вещества. Для точек *1* и *3* всех циклов и для последних точек цикла по вариантам В и Г плотность хладагента определяют одинаково: сначала в итерационном процессе с использованием уравнения состояния; затем по формулам (4) и (5) можно вычислить значения энтальпии и энтропии.

Для состояния рабочего тела в конце процесса сжатия (точка *2*) известны давление и энтропия (по условию протекания этого адиабатного процесса $s_2 = s_1$). Поэтому для определения параметров хладагента в этой точке следует задать температуру, вычислить плотность (как указывалось ранее), затем энтропию, сравнить начение s с требуемым, задать новую температуру и т. д., пока не будет достигнуто воспроизведение s_2 с нужной точностью.

Для точки *4*, которой во всех вариантах цикла соответствует состояние насыщенной жидкости, плотность вычисляют по формуле (7) итерационным путем или с использованием формулы (9) для R12 и R13, а энтальпию и энтропию определяют прямо по формулам (10) и (11).

Для вычисления параметров насыщенной жидкости (точка *5* в вариантах В и Г) нужно для температуры переохлаждения вычислить давление насыщения, затем параметры сухого насыщенного пара и провести расчеты, аналогичные расчетам для точки 4.

Параметры влажного пара (точка *5* для вариантов А и В или точка *6* для вариантов Б и Г) определяют по формулам

$$x = \frac{h - h'}{h'' - h'}; \tag{13}$$

$$\rho = \frac{1}{\dfrac{x}{\rho''} + \dfrac{(1-x)}{\rho'}}; \tag{14}$$

$$s = s'(1-x) + s''x, \tag{15}$$

где x – степень сухости влажного пара.

Таким образом, кроме параметров хладагента в узловых точках циклов (см. рис. 2) нужно найти значения ρ', h', s' для состояния насыщенной жидкости при температуре кипения рабочего тела в испарителе.

После того как определены все параметры рабочего вещества в узловых точках цикла, переходят к вычислению общих характеристик цикла.

Блок-схема алгоритма описанных вычислений показана на рис. 3.

5. ПОРЯДОК ВЫПОЛНЕНИЯ СТУДЕНТОМ РАСЧЕТОВ НА ЭВМ

В соответствии с заданием выбирают хладагент (см. список рабочих веществ). На экране дисплея появляется таблица (рис. 4). В ячейки таблицы с помощью мышки, курсора и клавиатуры вводят информацию для расчета цикла: температуру конденсации, температуру кипения, величину переохлаждения жидкости перед дросселем, перегрев пара перед компрессором, расход хладагента, значения варьируемого параметра в соответствии с заданием.

После расчета по программе на экране дисплея появляются результаты – таблица параметров хладагента в узловых точках и общие характеристики цикла для основного варианта (согласно заданию). На экране воспроизводятся также три варианта аналогичной информации для выбранных значений варьируемого параметра (рис. 5). По

данным расчетов студент на миллиметровке строит график зависимости холодильного коэффициента от изменяемого параметра.

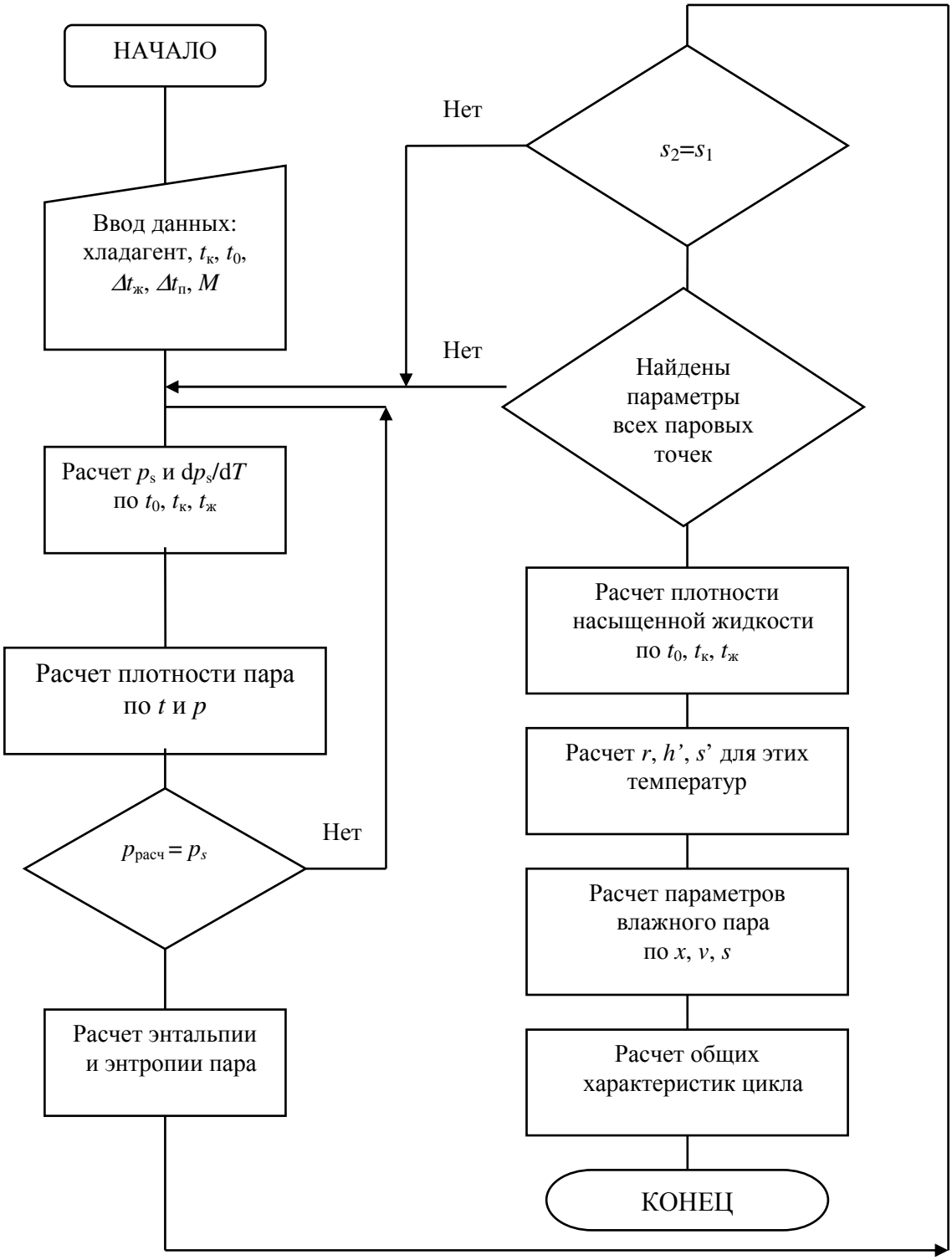


Рис. 3. Блок-схема алгоритма расчета цикла:
t_0 – температура кипения; $t_к$ – температура конденсации; $t_ж$ – температура жидкости перед дроссельным вентилем; $t_п$ – температура пара перед компрессором; M – расход хладагента

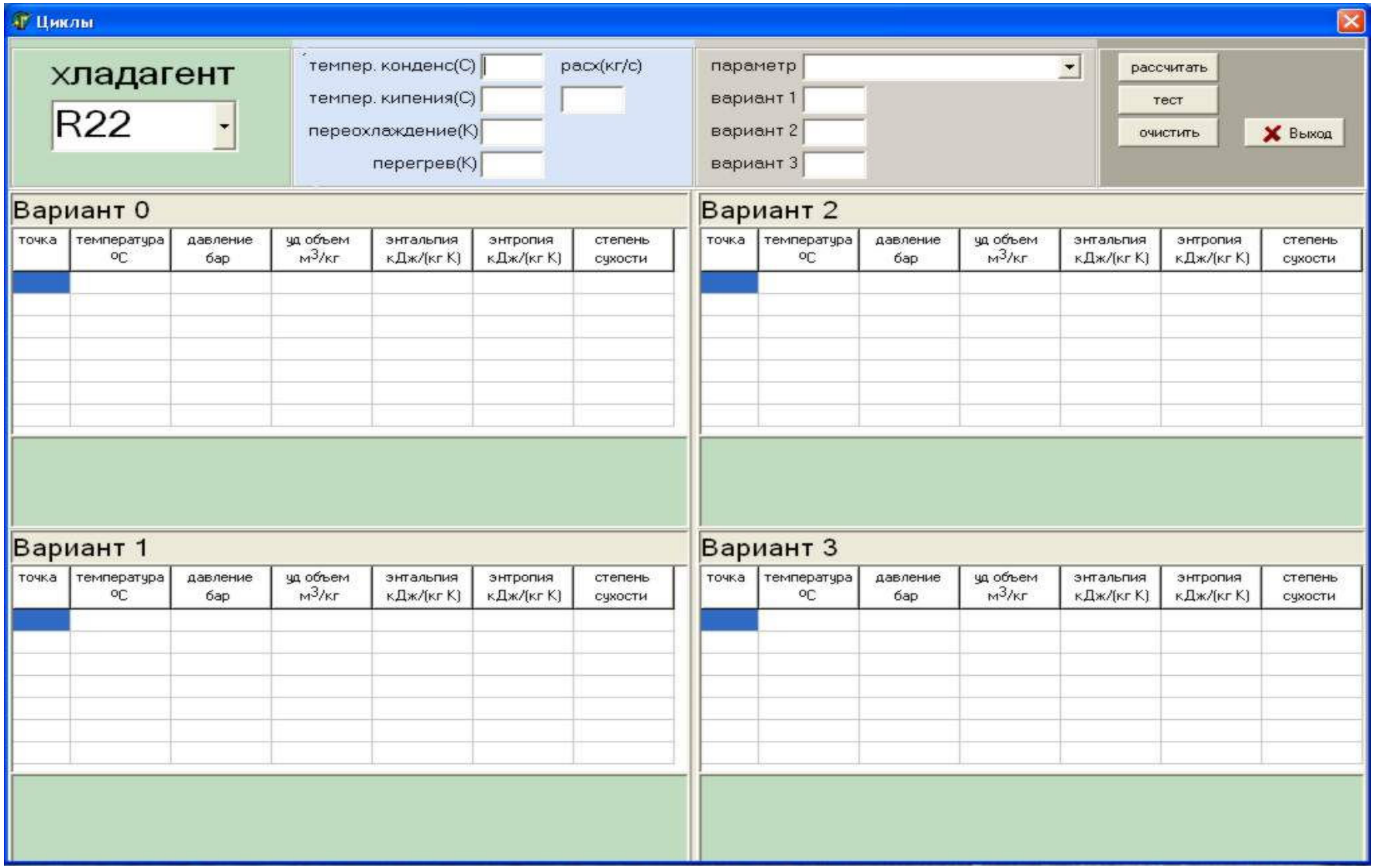
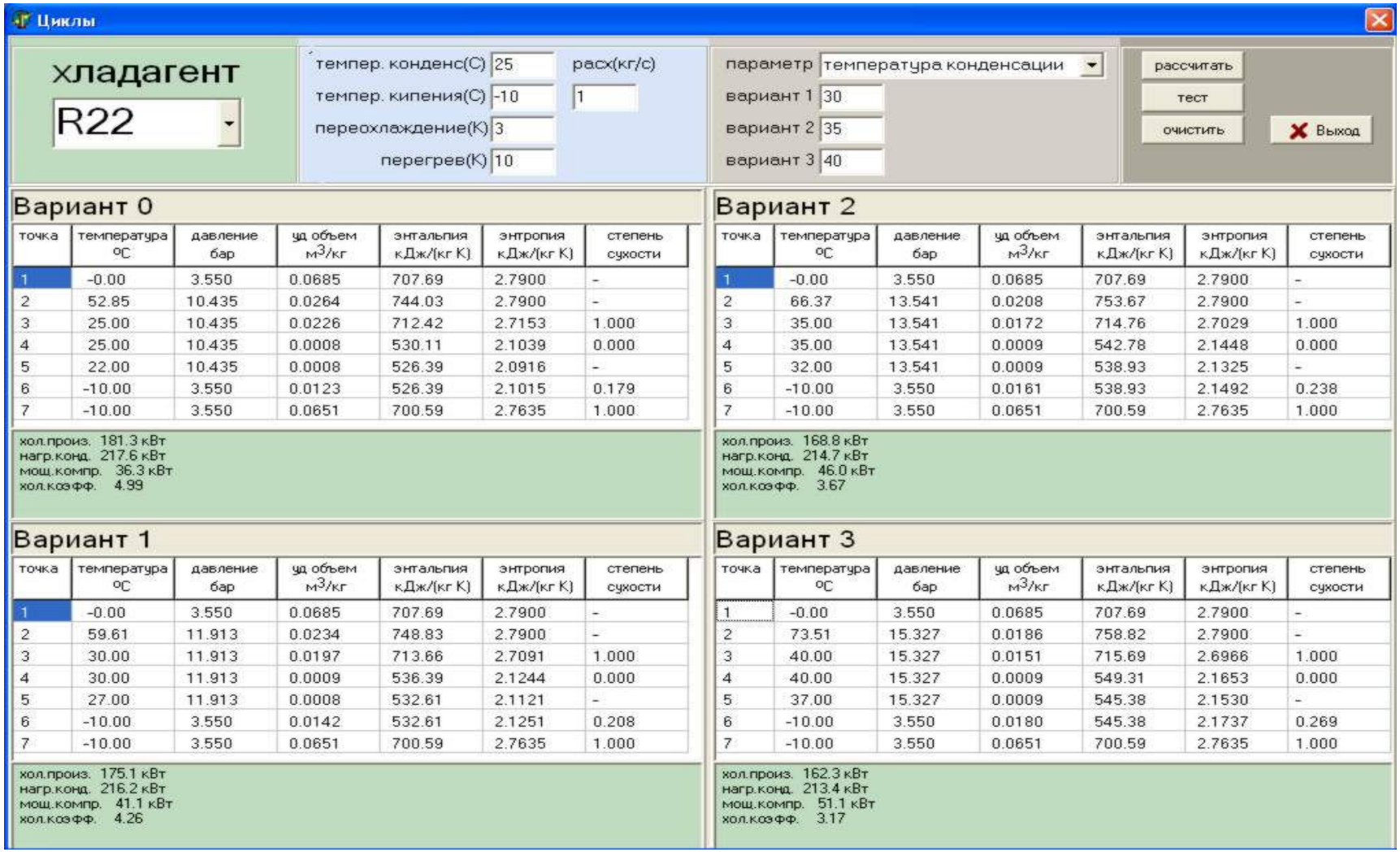


Рис. 4. Экран дисплея перед вводом численных данных



Циклы

хладагент

R22

темпер. конденс(С) 25 расх(кг/с)

темпер. кипения(С) -10 1

переохлаждение(К) 3

перегрев(К) 10

параметр температура конденсации

вариант 1 30

вариант 2 35

вариант 3 40

рассчитать

тест

очистить

Выход

Вариант 0

точка	температура °С	давление бар	уд объем м3/кг	энтальпия кДж/(кг К)	энтропия кДж/(кг К)	степень сухости
1	-0.00	3.550	0.0685	707.69	2.7900	-
2	52.85	10.435	0.0264	744.03	2.7900	-
3	25.00	10.435	0.0226	712.42	2.7153	1.000
4	25.00	10.435	0.0008	530.11	2.1039	0.000
5	22.00	10.435	0.0008	526.39	2.0916	-
6	-10.00	3.550	0.0123	526.39	2.1015	0.179
7	-10.00	3.550	0.0651	700.59	2.7635	1.000

хол.произ. 181.3 кВт
нагр.конд. 217.6 кВт
мощ.компр. 36.3 кВт
хол.коэфф. 4.99

Вариант 1

точка	температура °С	давление бар	уд объем м3/кг	энтальпия кДж/(кг К)	энтропия кДж/(кг К)	степень сухости
1	-0.00	3.550	0.0685	707.69	2.7900	-
2	59.61	11.913	0.0234	748.83	2.7900	-
3	30.00	11.913	0.0197	713.66	2.7091	1.000
4	30.00	11.913	0.0009	536.39	2.1244	0.000
5	27.00	11.913	0.0008	532.61	2.1121	-
6	-10.00	3.550	0.0142	532.61	2.1251	0.208
7	-10.00	3.550	0.0651	700.59	2.7635	1.000

хол.произ. 175.1 кВт
нагр.конд. 216.2 кВт
мощ.компр. 41.1 кВт
хол.коэфф. 4.26

Вариант 2

точка	температура °С	давление бар	уд объем м3/кг	энтальпия кДж/(кг К)	энтропия кДж/(кг К)	степень сухости
1	-0.00	3.550	0.0685	707.69	2.7900	-
2	66.37	13.541	0.0208	753.67	2.7900	-
3	35.00	13.541	0.0172	714.76	2.7029	1.000
4	35.00	13.541	0.0009	542.78	2.1448	0.000
5	32.00	13.541	0.0009	538.93	2.1325	-
6	-10.00	3.550	0.0161	538.93	2.1492	0.238
7	-10.00	3.550	0.0651	700.59	2.7635	1.000

хол.произ. 168.8 кВт
нагр.конд. 214.7 кВт
мощ.компр. 46.0 кВт
хол.коэфф. 3.67

Вариант 3

точка	температура °С	давление бар	уд объем м3/кг	энтальпия кДж/(кг К)	энтропия кДж/(кг К)	степень сухости
1	-0.00	3.550	0.0685	707.69	2.7900	-
2	73.51	15.327	0.0186	758.82	2.7900	-
3	40.00	15.327	0.0151	715.69	2.6966	1.000
4	40.00	15.327	0.0009	549.31	2.1653	0.000
5	37.00	15.327	0.0009	545.38	2.1530	-
6	-10.00	3.550	0.0180	545.38	2.1737	0.269
7	-10.00	3.550	0.0651	700.59	2.7635	1.000

хол.произ. 162.3 кВт
нагр.конд. 213.4 кВт
мощ.компр. 51.1 кВт
хол.коэфф. 3.17

Рис. 5. Экран дисплея с результатом расчета цикла

6. ВАРИАНТЫ ЗАДАНИЙ НА РАСЧЕТ ЦИКЛА

№ варианта	Хладагент	Температура, °С		Δ*t*, К		Расход, кг/с
		кипения	конденсации	переохлаждения жидкости	перегрева пара	
1	R12	–10 *	20	2	5	1,4
2	R13	–80	–20 *	3	5	1,4
3	R22	–20	18	0*	2	1,4
4	R125	–10	15	3	0*	1,4
5	R717	–8 *	20	2	0	1,4
6	R12	–5	25 *	0	5	1,2
7	R13	–65	–15	0*	5	1,2
8	R22	–25	14	3	0*	1,2
9	R125	–40 *	10	0	5	1,2
10	R717	–10	20 *	2	5	1,2
11	R12	–15	35	0*	5	0,8
12	R13	–70	–25	4	0*	0,8
13	R22	–22 *	16	2	2	0,8
14	R125	–15	20 *	5	0	0,8
15	R717	–15	25	0*	5	0,8
16	R12	–10	40	5	0*	1,3
17	R13	–50 *	–10	2	5	1,3
18	R22	–16	22 *	0	0	1,3
19	R125	–5	25	0*	5	1,3
20	R717	–25	30	4	0*	1,3
21	R12	–30 *	15	0	10	0,7
22	R13	–55	–5 *	5	5	0,7
23	R22	–4	30	4*	0	0,7
24	R125	–35	15	0	0*	0,7
25	R717	–10 *	35	2	5	0,7
26	R12	–22	15 *	5	0	1,1
27	R13	–60	–15	0*	5	1,1
28	R22	–10	26	3	0*	1,1
29	R125	–10 *	20	5	5	1,1
30	R717	–35	–10 *	2	5	1,1
31	R12	–25	30	0*	5	0,6
32	R13	–85	–40	5	5*	0,6
33	R22	–12 *	22	2	2	0,6
34	R125	–15	15 *	0	10	0,6
35	R717	–25	25	3*	5	0,6

Окончание

№ варианта	Хладагент	Температура,°С		Δ*t*, К		Расход, кг/с
		кипения	конденсации	переохлаждения жидкости	перегрева пара	
36	R12	–25	25	5	5*	0,9
37	R13	–80 *	–25	0	5	0,9
38	R22	–32	18 *	0	2	0,9
39	R125	–30	15	5*	5	0,9
40	R717	–40	20	1	0*	0,9
41	R12	0 *	15	5	5	1,5
42	R13	–70	–40 *	6	5	1,5
43	R22	–28	10	0*	0	1,5
44	R125	–25	5	5	0*	1,5
45	R717	–25 *	15	6	5	1,5
46	R12	–30	10 *	5	5	1,2
47	R13	–65	–30	0*	10	1,2
48	R22	–14	24	3	2*	1,2
49	R125	–10 *	10	5	5	1,2
50	R717	–20	10 *	3	5	1,2

* Варьируемый параметр.

Значение Δ*t* переохлаждения жидкости – это разность температур между температурой конденсации и температурой жидкости, поступающей в дроссельный вентиль; значение Δ*t* перегрева пара – это разность температур между температурой пара, поступающего в компрессор, и температурой кипения. При варьировании изменение температуры кипения и температуры жидкости, поступающей в дроссель, осуществляется в сторону понижения с шагом 5 °С. Изменение температуры пара перед компрессором и температуры конденсации осуществляется в сторону их повышения, соответственно, с шагом 2 и 5 °С. Число шагов 3.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Теоретические основы хладотехники. Термодинамика / Под ред. Э.И. Гуйго. – М.: Колос, 1994. – 289 с.

2. Таблицы стандартных справочных данных. Аммиак жидкий и газообразный. Плотность, энтальпия, энтропия и изобарная теплоемкость / А.В. Клецкий, И.Ф. Голубев, И.И. Перельштейн и др. – М.: Изд-во стандартов, 1986. – 16 с.

3. **Перельштейн И.И**. Таблицы и диаграммы термодинамических свойств фреонов 12, 13, 22. – М.: ВНИХИ, 1971. – 90 с.

4. **Клецкий А.В.** Таблицы термодинамических свойств газов и жидкостей. Вып. 2: Фреон 22. – М.: Изд-во стандартов, 1978. – 59 с.

5. **I.I. Orekhov, A.V. Kletskii, Yu.A. Laptev, O.B. Tsvetkov.** Pentafluoroethane (HFC−125). Equation of state and transport properties. Proc. of 19th Int. Cong. of Refrigeration. IVa, 1995, 457 p.

СОДЕРЖАНИЕ

ВВЕДЕНИЕ 3

1. КРАТКАЯ ИНФОРМАЦИЯ О ТЕОРЕТИЧЕСКИХ ЦИКЛАХ ПАРОВЫХ ОДНОСТУПЕНЧАТЫХ ХОЛОДИЛЬНЫХ МАШИН 5

2. СОДЕРЖАНИЕ ЗАДАНИЯ НА РАСЧЕТ ЦИКЛА 9

3. ОПИСАНИЕ ТЕРМОДИНАМИЧЕСКИХ СВОЙСТВ РАБОЧЕГО ВЕЩЕСТВА 10

4. АЛГОРИТМ РАСЧЕТА ЦИКЛА 12

5. ПОРЯДОК ВЫПОЛНЕНИЯ СТУДЕНТОМ РАСЧЕТОВ НА ЭВМ 13

6. ВАРИАНТЫ ЗАДАНИЙ НА РАСЧЕТ ЦИКЛА 18

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ 20

Клецкий Александр Владимирович,
Митропов Владимир Викторович,
Федоров Валерий Николаевич,
Карпухин Георгий Владимирович

РАСЧЕТ ТЕОРЕТИЧЕСКОГО ЦИКЛА ПАРОВОЙ ХОЛОДИЛЬНОЙ МАШИНЫ НА ЭВМ

Методические указания
к самостоятельной работе
для студентов специальностей
070200, 101700, 170600, 230100,
270800, 270900, 271300, 271500, 320700

Редактор
Е.О. Трусова

Корректор
Н.И. Михайлова

Компьютерная верстка
Митропов В.В.

Подписано в печать 28.08.2006. Формат 60×84 1/16
Печать офсетная. Усл. печ. л. 1,16. Печ. л. 1,25. Уч.-изд. л. 1,13
Тираж 300 экз. Заказ № С 71

СПбГУНиПТ. 191002, Санкт-Петербург, ул. Ломоносова, 9
ИПЦ СПбГУНиПТ. 191002, Санкт-Петербург, ул. Ломоносова, 9