

УДК 621.57.041=213.3

Температурные режимы калориметрических испытаний малых герметичных холодильных компрессоров

Канд. техн. наук **И.А. АФАНАСЬЕВА**, главный специалист Ассоциации "Холод-Быт"
Д-р техн. наук **И.М. КАЛНИНЬ**, Московский государственный университет инженерной экологии
В.И. СМЫСЛОВ, исполнительный директор Ассоциации "Холод-Быт"
канд. техн. наук **К.Н. ФАДЕКОВ**, научный сотрудник НП "СЦ НАСТХОЛ"

Подписание Венской конвенции об охране озонового слоя (1985 г.) и дополняющего ее Монреальского протокола по веществам, разрушающим озоновый слой (1987 г.), послужило толчком к интенсивной разработке и появлению на рынке альтернативных озонобезопасных хладагентов, предназначенных в первую очередь для замены R12. Это могут быть как моновещества, так и смеси хладагентов, свойства которых, в том числе и теплофизические, отличаются от свойств R12. Поэтому для обеспечения эффективной работы холодильных машин на альтернативных хладагентах требуется применение специальных технических решений (новые смазочные масла и электроизоляционные материалы, новые или модернизированные компрессоры, учет неізотермичности процессов кипения и конденсации и др.).

Необходим также пересмотр методик и условий сравнительных испытаний компрессоров, чтобы разработчик холодильных машин и агрегатов получал объективную информацию об энергетической целесообразности применения того или иного хладагента и компрессора для работы на нем. В первую очередь это относится к малым герметичным компрессорам, используемым преимущественно в бытовых холодильниках и торговом холодильном оборудовании при небольших охлаждаемых объемах.

В настоящее время сравнительные испытания малых герметичных холодильных компрессоров (преимущественно для бытовых холодильников) проводятся при температурных условиях, установленных либо стандартом ASHRAE 41.9, либо европейским стандартом EN 12900 (CECOMAF), либо ГОСТ

Таблица 1.

Национальный стандарт	Температура, °C				
	конденсации	кипения	перед дросселем	всасывания	окружающей среды
ASHRAE 41.9	55	-23,3	32,2	32,2	32
EN 12900	55	-25	55	32	32
ГОСТ 17008-85	55	-20	55	32	32

The comparative temperature conditions currently used for testing compressors according to standards ASHRAE 41.9, EN 12900 and GOST 17008-85 do not correspond to the real operating conditions in domestic refrigerators. The standard ASHRAE is totally unacceptable for the assessment of characteristics of compressors operating on different refrigerants. The European standard is more acceptable, but the most objective comparison of compressors can be obtained only under temperature conditions actually existing in domestic refrigerators during most part of the year.

To evaluate the compressors working on zeotropic mixtures it is necessary to use the equivalent thermodynamic cycles that are considered in this article. If the compressor is designed for work in a two-compartment refrigerator its tests should be carried out according to a special cycle.

17008-85 [1, 5, 6] (табл. 1). Термодинамические циклы, соответствующие указанным температурным режимам, показаны на рис. 1.

Приведенные стандарты были приняты в то время, когда в бытовых холодильных приборах (БХП) использовался практически только один хладагент — R12. Тогда важно было установить единые температурные условия для сравнения характеристик компрессоров (холодопроизводительности, потребляемой мощности, холодильного коэффициента). При этом уровни температур не имели принципиального значения. Оценивать характеристики различных компрессоров можно было методом «больше-меньше». Однако сейчас к температурным режимам по этим стандартам имеются серьезные пре-

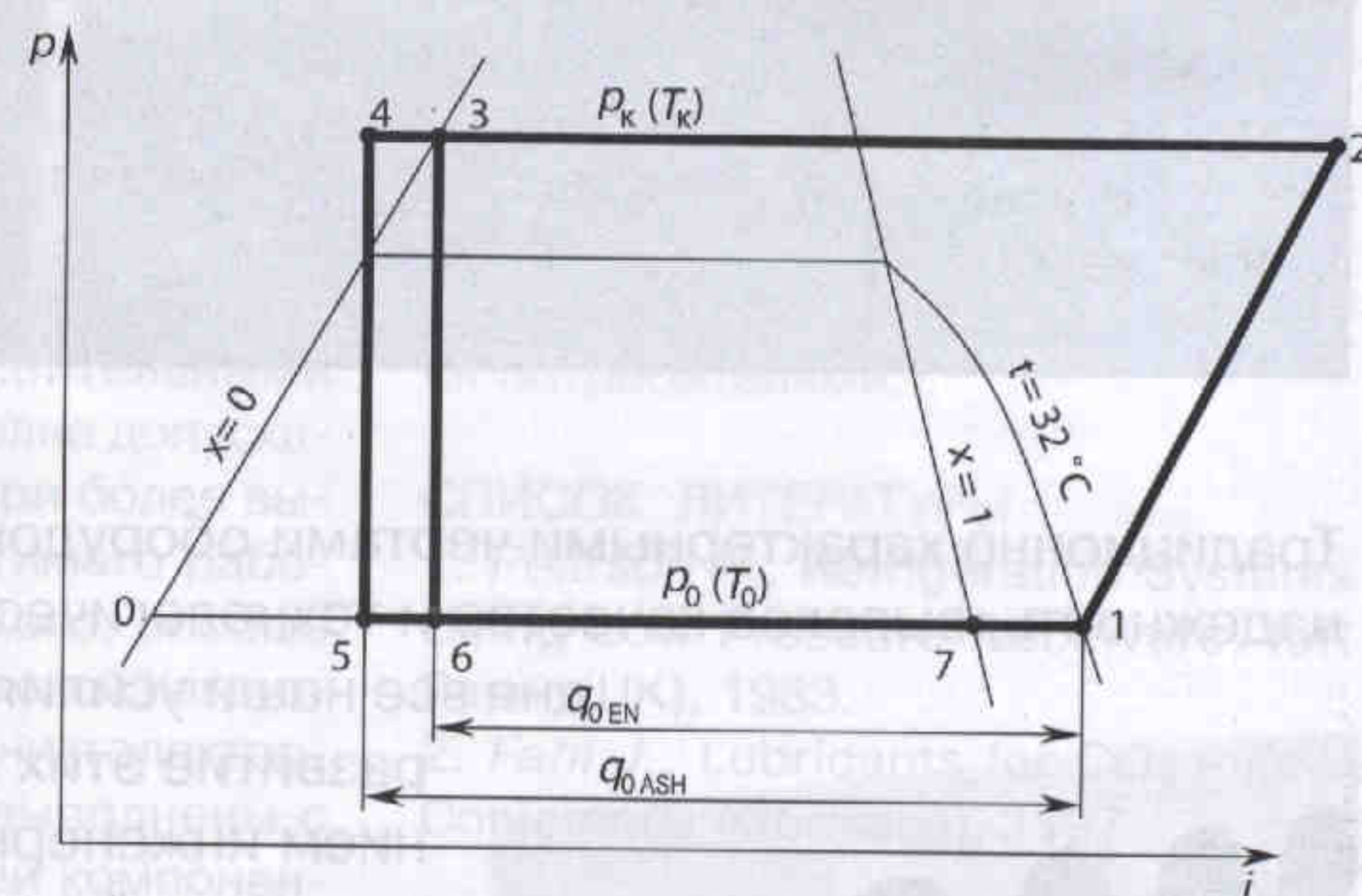


Рис. 1. Стандартизованные сравнительные термодинамические циклы на моновеществах: 1-2-4-5-1 — цикл по ASHRAE и ГОСТ; 1-2-3-6-1 — цикл по EN

тензии, так как они существенно отличаются от условий работы компрессора в БХП и, следовательно, полученные при испытаниях характеристики далеки от реальных.

Так, температура конденсации, как правило, ниже 55 °С даже при температуре окружающего воздуха 32 °С, а температура кипения хладагента в испарителе морозильной камеры ниже -25 °С. При естественном переохлаждении жидкого хладагента после конденсатора (при температуре окружающего воздуха 32 °С) его температура не может достичь 32 °С (ASHRAE и ГОСТ), а в случае переохлаждения в регенеративном теплообменнике она должна быть на 7...10 °С ниже (при температуре всасываемого пара 32 °С). В любом случае нет оснований для включения в удельную холодопроизводительность той ее части, которая определяется разностью энтальпий в точках 3 и 4 (см. рис. 1), как это предусмотрено стандартами ASHRAE и ГОСТ, поскольку при этом холодопроизводительность и холодильный коэффициент компрессора искусственно завышаются.

Для объективной сравнительной оценки энергоэффективности компрессоров целесообразно выбрать подтвержденный опытом эксплуатации температурный режим, в котором БХП работает большую часть года:

Температура, °С:

кипения	-28
конденсации	42
всасывания	25
окружающей среды	25

Перед дросселем температура определяется из баланса регенеративного теплообменника

Еще более серьезные проблемы возникают, когда сравнивают характеристики компрессора при работе на разных хладагентах. Использование режимов ASHRAE и ГОСТ в этом случае неприемлемо, так как влияние на удельную холодопроизводительность добавки от «переохлаждения» жидкости после конденсатора (15–25 %) будет неодинаковым для различных хладагентов, что искажает реальные соотношения характеристик. Покажем это на примере сравнительного термодинамического цикла по стандарту ASHRAE (см. рис. 1).

Удельная холодопроизводительность цикла (кДж/кг):

$$q_{0ASH} = i_1 - i_5 = (i_7 - i_6) + (i_1 - i_7) + (i_6 - i_5).$$

Разность энтальпий в точках 7 и 6 характеризует удельную холодопроизводительность цикла без регенерации и может быть записана в следующем виде (кДж/кг):

$$i_7 - i_6 = r_0 - c'_{xcp}(T_k - T_0),$$

где $r_0 = (i_7 - i_6)$ – теплота парообразования при давлении кипения p_0 ;

$$c'_{xcp} = \frac{i_3 - i_0}{T_k - T_0} \text{ – средняя удельная теплоемкость}$$

насыщенной жидкости в интервале температур конденсации (T_k) и кипения (T_0), кДж/(кг·К).

Разность энтальпий в точках 1 и 7 отражает величину, на которую увеличивается удельная холодопроизводительность в регенеративном цикле с температурой пара на выходе из регенеративного теплообменника

$t_1 = 32$ °С. Эта величина (кДж/кг) может быть представлена как

$$i_1 - i_7 = c_{pcp}(T_1 - T_0),$$

где $c_{pcp} = \frac{i_1 - i_7}{T_1 - T_0}$ – средняя удельная теплоем-

кость перегретого пара при давлении кипения p_0 , кДж/(кг·К).

Удельная холодопроизводительность регенеративного цикла (кДж/кг)

$$q_{0рег} = (i_1 - i_6) = (i_7 - i_6) + (i_1 - i_7) = r_0 - c'_{xcp}(T_k - T_0) + c_{pcp}(T_1 - T_0).$$

Разность энтальпий в точках 3 и 4 (процесс «переохлаждения» жидкого хладагента после конденсации) может быть представлена в виде

$$i_3 - i_4 = \Delta q_{ж} = c'_{xcp}(T_k - T_1).$$

Тогда

$$q_{0ASH} = q_{0рег} + \Delta q_{ж}.$$

Влияние $\Delta q_{ж}$ на удельную холодопроизводительность установим из соотношения

$$\delta = \frac{q_{0ASH} - q_{0рег}}{q_{0рег}} = \frac{\Delta q_{ж}}{q_{0рег}} = \frac{c'_{xcp}(T_k - T_1)}{r_0 - c'_{xcp}(T_k - T_0) + c_{pcp}(T_1 - T_0)} = \frac{c'_{xcp} \cdot (T_k - T_1)}{1 - c'_{xcp}(T_k - T_0) + c_p(T_1 - T_0)},$$

где $\bar{c}'_x = \frac{c'_{xcp}}{r_0}$ – приведенная средняя удельная

теплоемкость насыщенной жидкости, 1/К;

$\bar{c}_p = \frac{c_{pcp}}{r_0}$ – приведенная средняя удельная теплоем-

кость перегретого пара, 1/К.

Результаты расчета величины δ в температурном режиме по стандарту ASHRAE для четырех хладагентов приведены в табл. 2. Существенное различие в величине δ показывает, что необоснованно включаемая в удельную холодопроизводительность величина $\Delta q_{ж}$ искажает реальное соотношение холодопроизводительностей (холодильного коэффициента) при использовании различных хладагентов.

Режим по стандарту EN, не вносящий таких искажений, приемлем для сравнения характеристик компрессора при работе на разных моновеществах. Температурные условия этого стандарта нужно рассматривать как предельные при расчете компрессоров и БХП, в том числе при расчете теплопритоков к холодильнику ($t_{oc} = 32$ °С).

При испытании компрессора на зеотропном смесе-

Таблица 2

Хладагент	$\bar{c}' \cdot 10^{-3}$, 1/К	$\bar{c}_p \cdot 10^{-3}$, 1/К	$\delta \cdot 10^2$
R12	5,985	3,715	18,502
R134a	6,689	3,812	22,173
R22/R142b	5,338	2,941	16,328
R600a	6,463	4,217	20,242

вом хладагенте в методику постановки эксперимента и обработки его результатов должен быть внесен ряд серьезных уточнений, которые обеспечат эквивалентность термодинамического цикла на смеси циклу на моновеществе и корректность сравнения характеристик.

При работе холодильной машины на зеотропной смеси (ЗС) в отличие от моновещества (МВ) процессы конденсации хладагента в конденсаторе и кипения в испарителе происходят с переменной температурой. Величина неизотермичности процессов, зависящая от состава смеси и теплофизических свойств компонентов, для практически используемых в настоящее время хладагентов составляет 4...15 °С.

Особенностью термодинамических циклов на ЗС является повышение давления кипения при понижении температуры жидкого хладагента перед дросселем (переохлаждении), в том числе за счет докипания части жидкого хладагента в регенеративном теплообменнике [2, 3]. Это повышает холодильный коэффициент цикла, а также эффективность холодильной машины в целом благодаря понижению отношения давлений $\pi_k = p_k/p_0$, а следовательно, повышению электрического КПД компрессора.

Для сравнения характеристик холодильных машин (компрессоров), работающих на ЗС и МВ, необходимо принять эквивалентный, энергетически наиболее эффективный термодинамический цикл для смесевых хладагентов (рис. 2), который характеризуется следующим:

- средняя температура $T_{k\text{ср}}$ в процессе конденсации ЗС соответствует температуре конденсации T_k для МВ;
- средняя температура $T_{0\text{ср}}$ в процессе кипения ЗС соответствует температуре кипения T_0 для МВ;
- температура парообразного хладагента на входе в компрессор $t_{\text{вс}}$ (температура на выходе из регенеративного теплообменника) в циклах для ЗС и МВ совпадает;
- в цикле для ЗС учитывается докипание части жидкого хладагента в регенеративном теплообменнике, что снижает температуру жидкого хладагента перед дросселем.

В этом цикле (см. рис. 2):

- 1–2 – изэнтропное сжатие пара в компрессоре;
- 2–5 – охлаждение (2–3) и конденсация (3–5) пара в конденсаторе. Средняя температура конденсации T_k соответствует условию $i_3 - i_4 = i_4 - i_5$;
- 8–10 – кипение хладагента в испарителе. Средняя температура кипения T_0 соответствует условию $i_{10} - i_9 = i_9 - i_8$;
- 11–1 – нагрев пара в регенеративном теплообменнике;
- 5–6 – переохлаждение жидкого хладагента в регенеративном теплообменнике. Согласно тепловому балансу регенеративного теплообменника $i_1 - i_{11} = i_5 - i_6$;
- 10–11 – докипание жидкого хладагента в начальной части регенеративного теплообменника;
- 6–7 – дополнительное переохлаждение жидкого хладагента за счет докипания в процессе 10–11. Из теплового баланса процессов переохлаждения и докипания в регенеративном теплообменнике $i_{11} - i_{10} = i_6 - i_7$.

Удельная массовая холодопроизводительность цикла (кДж/кг) $q_0 = (i_1 - i_5) = (i_{10} - i_8)$.

Удельная объемная холодопроизводительность цикла (кДж/м³) $q_v = q_0/v_1$,

где v_1 – удельный объем пара на всасывании в ком-

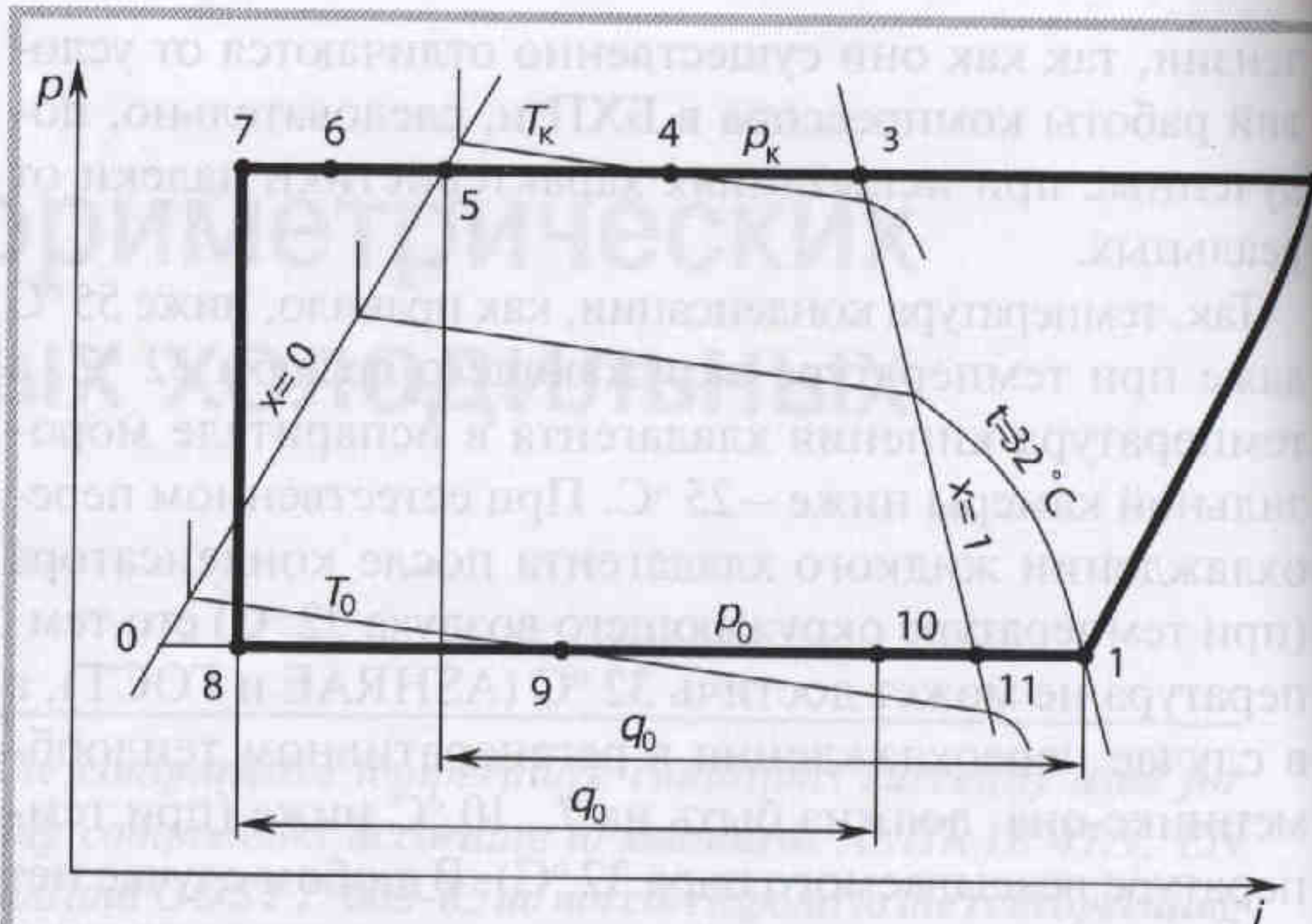


Рис. 2. Эквивалентный сравнительный термодинамический цикл на зеотропных смесях.

рессор, м³/кг.

Изоэнтропная работа сжатия (кДж/кг)

$$l_s = (i_2 - i_1).$$

Холодильный коэффициент цикла $\epsilon_u = q_0/l_s$.

Холодопроизводительность холодильной машины с данным компрессором (кВт)

$$Q_0 = V_r q_0 \lambda,$$

где V_r – теоретическая объемная производительность компрессора, м³/с;

λ – коэффициент подачи.

Холодильный коэффициент холодильной машины с данным компрессором $\epsilon_3 = \epsilon_u \eta_3$,

где η_3 – электрический КПД компрессора при отношении давлений $\pi_k = p_k/p_0$ в выбранном режиме работы.

Эквивалентный цикл для ЗС (см. рис. 2) соответствует условиям использования компрессора в однокамерных бытовых холодильниках, морозильниках, холодильных машинах различного назначения.

Частной, но весьма распространенной областью применения герметичных компрессоров являются двухкамерные бытовые холодильники, включающие морозильную и холодильную камеры. В этом случае регламентируемая сравнительным режимом температура кипения хладагента реализуется как средняя в морозильной камере. Термодинамический цикл, соответствующий условиям работы холодильной машины (агрегата) в двухкамерном холодильнике, представлен на рис. 3. Удельная холодопроизводительность распределяется примерно поровну между морозильной и холодильной камерами:

$$i_{10} - i_9 \approx i_9 - i_8.$$

Доля удельной холодопроизводительности для охлаждения морозильной камеры:

$$i_9 - i_8 \approx 0,5(i_{10} - i_8) = 0,5q_0.$$

Изотерма регламентируемой в сравнительном цикле средней температуры кипения проходит через точку 12, положение которой соответствует условию

$$i_9 - i_{12} = i_{12} - i_8 = 0,25q_0.$$

Давление кипения p_0 в данном цикле будет выше, чем в цикле на рис. 2, в котором изотерма $T_{0\text{ср}}$ пересекается с изобарой кипения в точке 9. В результате холодильный коэффициент цикла и холодильной машины для двухкамерного холодильника при равных температур-

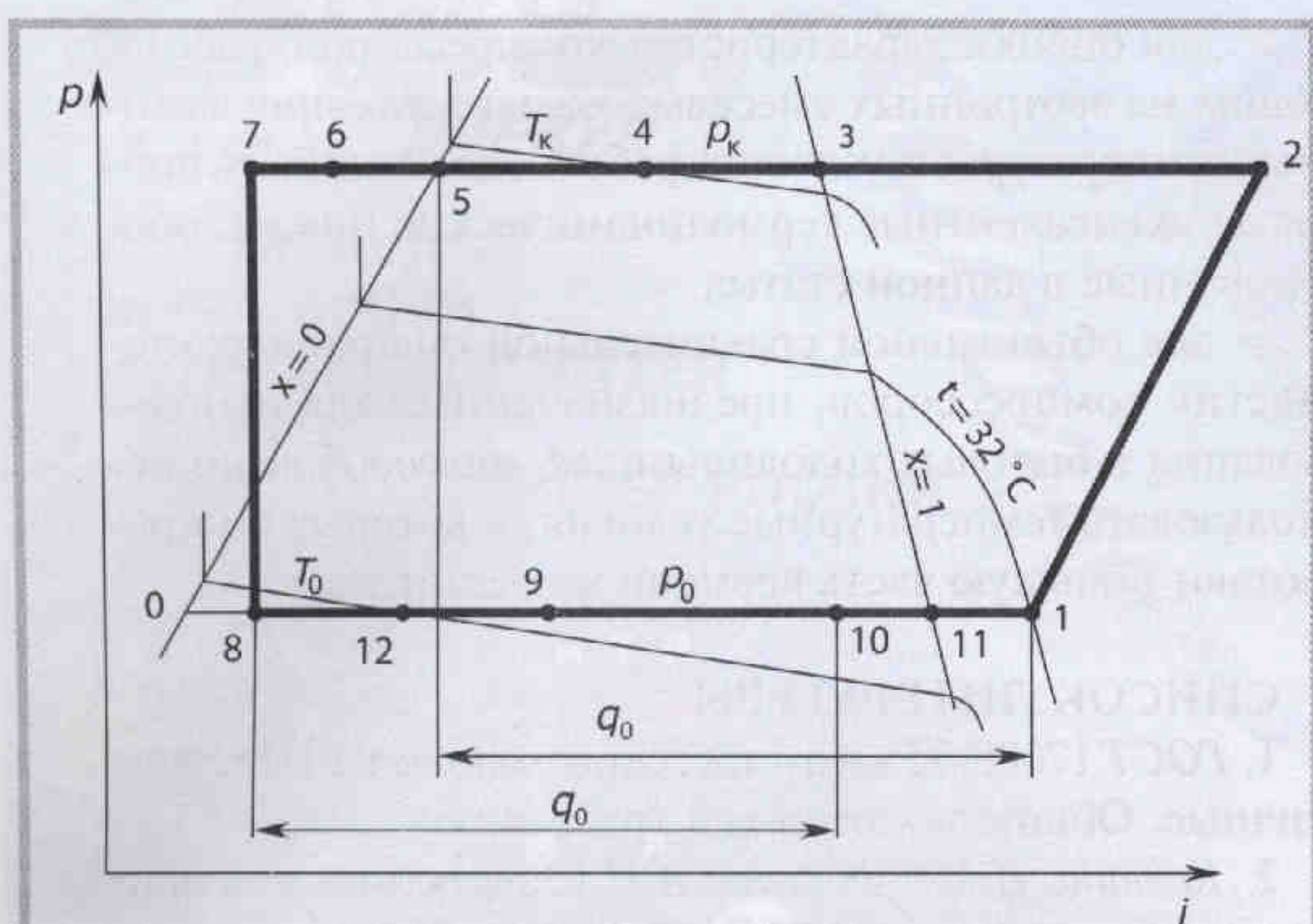


Рис. 3. Эквивалентный сравнительный термодинамический цикл на зеотропных смесях применительно к двухкамерному БХП

ных условиях будет выше.

Если компрессор предназначен для работы на ЗС в двухкамерном холодильнике, то его испытания на калориметре целесообразно проводить с привязкой к циклу на рис. 3, так как полученные результаты в большей степени будут соответствовать реальным условиям. Для компрессора общего применения испытания должны проводиться по циклу на рис. 2.

Построение эквивалентных сравнительных термодинамических циклов (см. рис. 2 и 3) с выполнением всех указанных выше условий может быть произведено методом последовательных приближений. Возможен расчет параметров таких циклов с использованием вычислительной техники.

При проведении калориметрических испытаний необходимо установить на стенде давления всасывания и нагнетания, соответствующие давлениям кипения p_0 и конденсации p_k принятого эквивалентного цикла. Непосредственно по результатам испытаний определяют массовый расход хладагента G_a (кг/с) и потребляемую компрессором мощность N_s (Вт). Остальные параметры получают расчетным путем с использованием диаграмм или таблиц параметров состояния хладагента.

В табл. 3 приведены параметры термодинамических циклов и характеристики холодильной машины на смеси R22/R142b для двух температурных режимов:

- по европейскому стандарту EN;
- рекомендуемого при испытании компрессоров БХП.

Для сравнения аналогичные параметры при использовании моновеществ R12 и R134a приводятся в табл. 4.

По табл. 3 можно проследить, как влияет переохлаждение жидкого хладагента, сопровождающееся повышением давления кипения, на параметры цикла и показатели работы холодильной машины. Эти соотношения подтверждены экспериментом [4].

Таблица 3

Температурные условия, °C			Вид цикла*	p_k , МПа	p_0 , МПа	π_k	v_1 , м³/кг	q_0 , кДж/кг	q_v , кДж/м³	l_s , кДж/кг	ϵ_{11}	λ	$\lambda \cdot q_v$, кДж/м³	η_s	ϵ_s
t_k	t_0	t_{sc}	1	14,392	0,972	14,807	0,22907	135,301	590,654	69,256	1,954	0,447	264,022	0,308	0,602
Стандарт EN 55 -25 32			2	14,392	1,018	14,138	0,26514	173,742	655,291	82,445	2,107	0,460	301,434	0,335	0,705
			3	14,392	1,137	12,658	0,23804	173,593	729,248	78,340	2,216	0,490	357,331	0,375	0,831
			4	14,392	1,250	11,514	0,21611	173,462	802,663	74,807	2,319	0,507	406,950	0,407	0,944
Рекомендуемые для БХП 42 -28 25			1	10,421	0,873	11,937	0,24416	153,096	627,024	62,471	2,451	0,500	313,512	0,400	0,980
			2	10,421	0,908	11,477	0,29862	191,599	641,626	75,238	2,547	0,510	327,229	0,410	1,044
			3	10,421	0,984	10,590	0,27283	191,509	701,938	72,549	2,640	0,526	369,219	0,425	1,122
			4	10,421	1,078	9,667	0,24975	191,390	766,317	68,918	2,777	0,545	417,643	0,440	1,222

*1 – цикл без регенерации ($t_{sc} = t_0 + 5$ K); 2 – регенеративный цикл; 3 – по рис 2; 4 – по рис 3.

Таблица 4

Температурные условия, °C			Вид цикла (хладагент)	p_k , МПа	p_0 , МПа	π	v_1 , м³/г	q_0 , Д/г	q_v , Д/м³	l_s , Д/г	ϵ_{11}	λ	$\lambda \cdot q_v$, Д/м³	η_s	ϵ_s
t_k	t_0	t_{sc}	1 (R12)	13,600	1,240	10,968	0,13450	88,790	660,149	44,044	2,016	0,520	343,277	0,420	0,846
Стандарт EN 55 -25 32			2 (R12)	13,600	1,240	10,968	0,16556	120,248	726,311	54,660	2,200	0,520	377,682	0,420	0,924
			1 (R134a)	14,926	1,063	14,041	0,18636	107,827	578,595	56,936	1,894	0,460	266,154	0,335	0,634
			2 (R134a)	14,926	1,063	14,041	0,26445	151,168	571,632	75,178	2,011	0,460	262,951	0,335	0,674
Рекомендуемые для БХП 42 -28 25			1 (R12)	10,050	1,095	9,178	0,15195	100,926	664,205	40,454	2,495	0,555	368,634	0,450	1,123
			2 (R12)	10,050	1,095	9,178	0,18780	132,760	706,922	50,220	2,644	0,555	392,342	0,450	1,189
			1 (R134a)	10,733	0,926	11,59	0,21232	126,166	594,226	52,506	2,403	0,508	301,867	0,405	0,973
			2 (R134a)	10,733	0,926	11,591	0,26260	169,648	646,032	65,222	2,601	0,508	328,184	0,405	1,053

1 – цикл без регенерации, 2 – регенеративный цикл

Зависимость коэффициента подачи и электрического КПД компрессора от отношения давлений π_k определялась по результатам испытаний герметичного компрессора с объемом цилиндра 5,54 см³.

Следует особо подчеркнуть, что при создании бытового холодильника после оптимального выбора всех элементов холодильного агрегата должен быть проведен подбор дозы заправки хладагента и длины капиллярной трубки по критерию минимума расхода энергии. Этот подбор проводится методом перебора сочетаний длины капилляра и дозы заправки по специальной методике.

При этом минимум расхода энергии для холодильника, работающего на зеотропной смеси, неизбежно реализуется при докипании жидкого хладагента в регенеративном теплообменнике при условии, что поверхность теплообмена между капиллярной трубкой и всасывающим трубопроводом компрессора достаточна.

На основании вышеизложенного можно сделать следующие выводы:

- сравнительные температурные условия по стандартам ASHRAE 41.9, EN 12 900 (CECOMAF) и ГОСТ 17008-85 не соответствуют реальным условиям работы компрессоров в составе БХП. Условия EN предпочтительны;
- температурные режимы ASHRAE и ГОСТ не пригодны для сравнительной оценки характеристик компрессоров, работающих на разных хладагентах;

➤ для оценки характеристик компрессоров, работающих на зеотропных смесевых хладагентах при заданных температурных условиях работы, должны быть приняты эквивалентные термодинамические циклы, обоснованные в данной статье;

➤ для объективной сравнительной оценки характеристик компрессоров, предназначенных для использования в бытовых холодильниках, целесообразно использовать температурные условия, в которых они работают большую часть времени в течение года.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. ГОСТ 17008-85 «Компрессоры холодильные герметичные. Общие технические требования».
2. Калнинь И.М., Фадеков К.Н. Эффективность применения альтернативных хладагентов // Холодильная техника. 1999. № 4.
3. Калнинь И.М., Фадеков К.Н. Эффективность применения зеотропных смесевых хладагентов в бытовых холодильниках // Холодильная техника. 1999. № 8.
4. Калнинь И.М., Фадеков К.Н. Экспериментальное исследование системы охлаждения бытового холодильника // Холодильная техника. 2002. № 2.
5. Стандарт ASHRAE 41.9 «Standart Method of Measurement of Fluid Flow».
6. Стандарт EN 12900 «Compresseurs pour fluid frigorigenes. Conditions de determination des caracteristiques, tolerances et presentation des performances du fabricant» AFNOR, 1999.

Вниманию руководителей предприятий и объединений – потребителей и производителей компрессоров и компрессорного оборудования!

**18–20 июня 2003 г. в Санкт-Петербурге
состоится девятый Международный симпозиум**

«ПОТРЕБИТЕЛИ - ПРОИЗВОДИТЕЛИ КОМПРЕССОРОВ И КОМПРЕССОРНОГО ОБОРУДОВАНИЯ»

Место проведения –

Санкт-Петербургский государственный политехнический университет.

Генеральный спонсор симпозиума –
ОАО «ГАЗПРОМ»

Организатор и научный спонсор:

кафедра и проблемная лаборатория компрессорной, вакуумной и холодильной техники Санкт-Петербургского государственного политехнического университета при поддержке администрации СПб ГПУ, Ассоциации компрессорщиков и пневматиков, Санкт-Петербургского отделения Международной академии холода.

По вопросам участия и представления докладов обращаться в Оргкомитет Симпозиума-2003.

Адрес Оргкомитета: 195251, Россия, Санкт-Петербург, Политехническая ул., 29, СПб ГПУ, кафедра КВХТ,
тел./факс: (812)552-65-86, тел. (812) 552-65-87/80,
e-mail: galerkin@mebil.stu.neva.ru, elaserg@mebil.stu.neva.ru

Телефоны для справок:

(812) 552-65-86 – председатель Оргкомитета, проф. Юрий Борисович Галеркин,
(812) 552-65-80 – ответственный секретарь Оргкомитета Элеонора Исмагиловна Сергачева,
(812) 534-33-02 – член Оргкомитета, начальник ОНТИ СПб ГПУ Светлана Евгеньевна Воронько.

e-mail: elaserg@mebil.stu.neva.ru