

Д-р техн. наук **И.М.КАЛНИНЬ**
 Московский государственный
 университет инженерной экологии,
К.Н.ФАДЕКОВ
 НП СЦ «НАСТХОЛ»

Экспериментальное исследование системы охлаждения бытового холодильника

Расчетно-теоретическое исследование термодинамических циклов показало, что использование в качестве хладагента зеотропной смеси со значительной неизотермичностью процессов фазовых превращений позволяет повысить энергетическую эффективность системы охлаждения бытового холодильника по сравнению с холодильником, работающим на моновеществе [1, 2].

Для получения экспериментальных данных были проведены сравнительные исследования системы охлаждения бытового холодильника при работе на R12 и зеотропных смесях R22/R142b и R290/R600.

Исследования проводили на базе двухкамерного холодильника «МИР-101-5» (емкость холодильной камеры 270 л, морозильной — 80 л) с герметичным мотор-компрессором С-К160Н5-1.

Задача исследований состояла в определении наилучших возможных показателей системы охлаждения при работе на различных хладагентах во всем диапазоне рабочих температур при реализации различных вариантов схем и термодинамических циклов. С этой целью в систему охлаждения холодильника были внесены следующие изменения:

- капиллярная трубка, обеспечивающая оптимальные параметры лишь в одной рабочей точке, заменена регулируемым дросселем;
- теплообменник (капиллярная трубка — трубка всасывания) заменен специальным регенеративным теплообменником РТ типа «труба в трубе» с оребренной внутренней трубкой, что позволяет получить заданную степень регенерации в цикле;
- для исключения влияния дозированной заправки хладагента введена ресиверная емкость;
- для реализации специального цикла установлен дополнительный промежуточный теплообменник ПТ конструкции «труба в трубе» между испарителями низкотемпературной и холодильной камер, в котором жидкий хладагент после РТ дополнительно переохлаждается при выкипании части хладагента под давлением кипения.

Схема теплотехнического стенда для исследования системы охлаждения холодильника дана на рис. 1.

Стенд можно условно разделить на два блока.

Results of experimental investigation of a two-compartment household refrigerator refrigeration system on three refrigerants, two of which were zeotropic mixtures are presented. Three different circuits of refrigeration system were studied with these refrigerants. It is shown that use of a zeotropic mixture with considerable temperature glide of phase transitions as a refrigerant, will make it possible to considerably reduce energy consumption of household refrigerator.

В состав первого входят компрессор, конденсатор, ресивер и регенеративный теплообменник. Все эти элементы размещены в термостатируемой камере. Температура окружающего воздуха в ней поддерживается электрическими нагревателями и охлаждающими устройствами с погрешностью не более $\pm 0,5^\circ\text{C}$.

Второй блок содержит низкотемпературную и высокотемпературную камеры холодильника, в которых размещены испарители.

Промежуточный теплообменник и дроссельный клапан, представляющий собой игольчатый клапан тонкой регулировки, для упрощения проведения эк-

спериментальных исследований располагаются вне блоков.

Стенд обеспечивал проведение испытаний схем, соответствующих термодинамическим циклам Т1 без регенеративного теплообмена (из измененной схемы с помощью запорных вентилей исключали регенеративный и дополнительный теплообменники), регенеративному циклу Т2 (исключали дополнительный промежуточный теплообменник) — для всех хладагентов и специальному циклу Т5 (в схему включены оба теплообменника) — для зеотропных смесей. Все трубопроводы, находящиеся на открытом воздухе, были тщательно теплоизолированы.

На стандартном калориметрическом

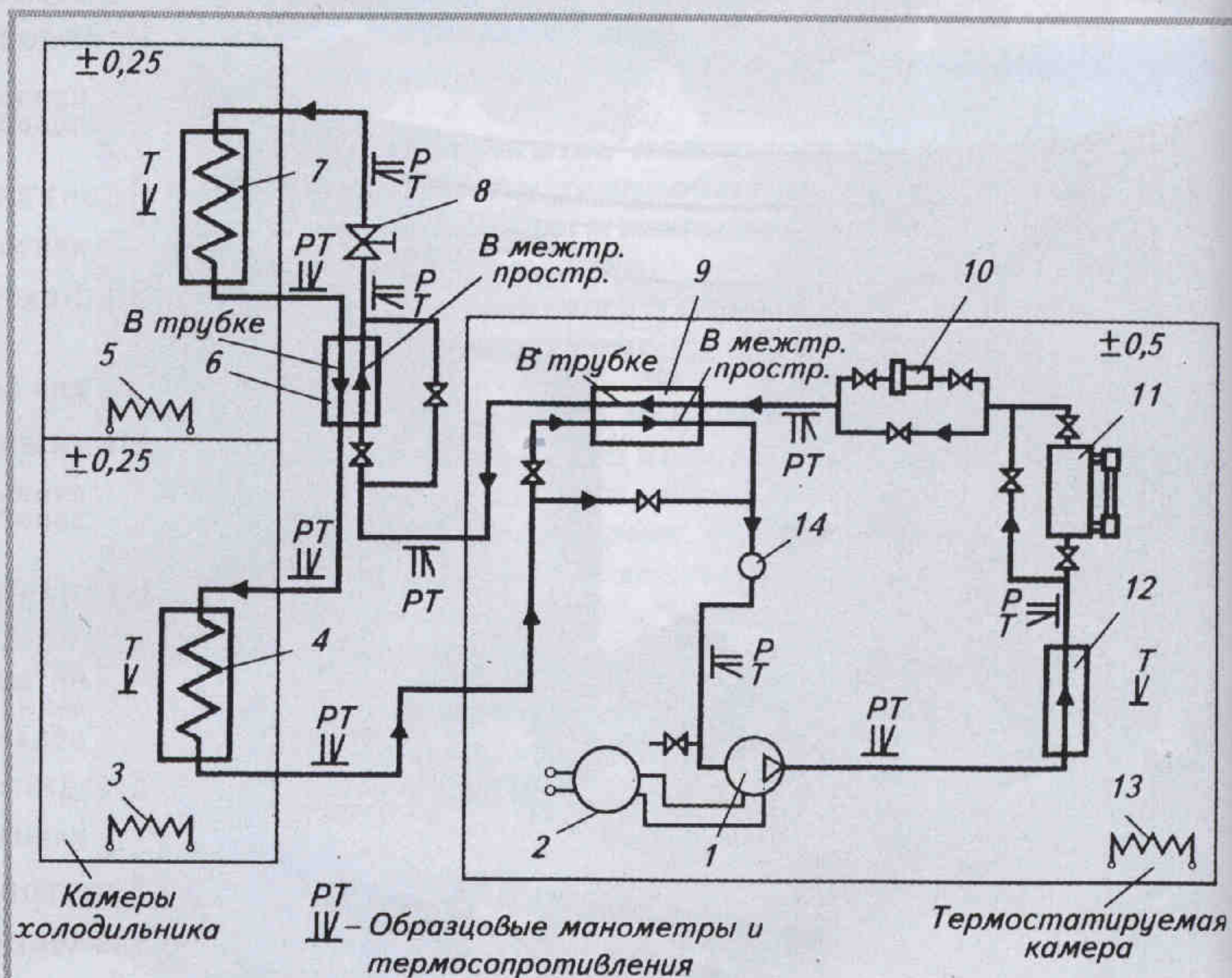


Рис. 1. Принципиальная схема теплотехнического стенда:

1 — компрессор; 2 — ваттметр; 3, 5, 13 — нагреватели; 4 — испаритель холодильной камеры; 6 — промежуточный теплообменник; 7 — испаритель морозильной камеры; 8 — дроссельный клапан; 9 — регенеративный теплообменник; 10 — фильтр-осушитель; 11 — ресивер; 12 — конденсатор; 14 — смотровое окно

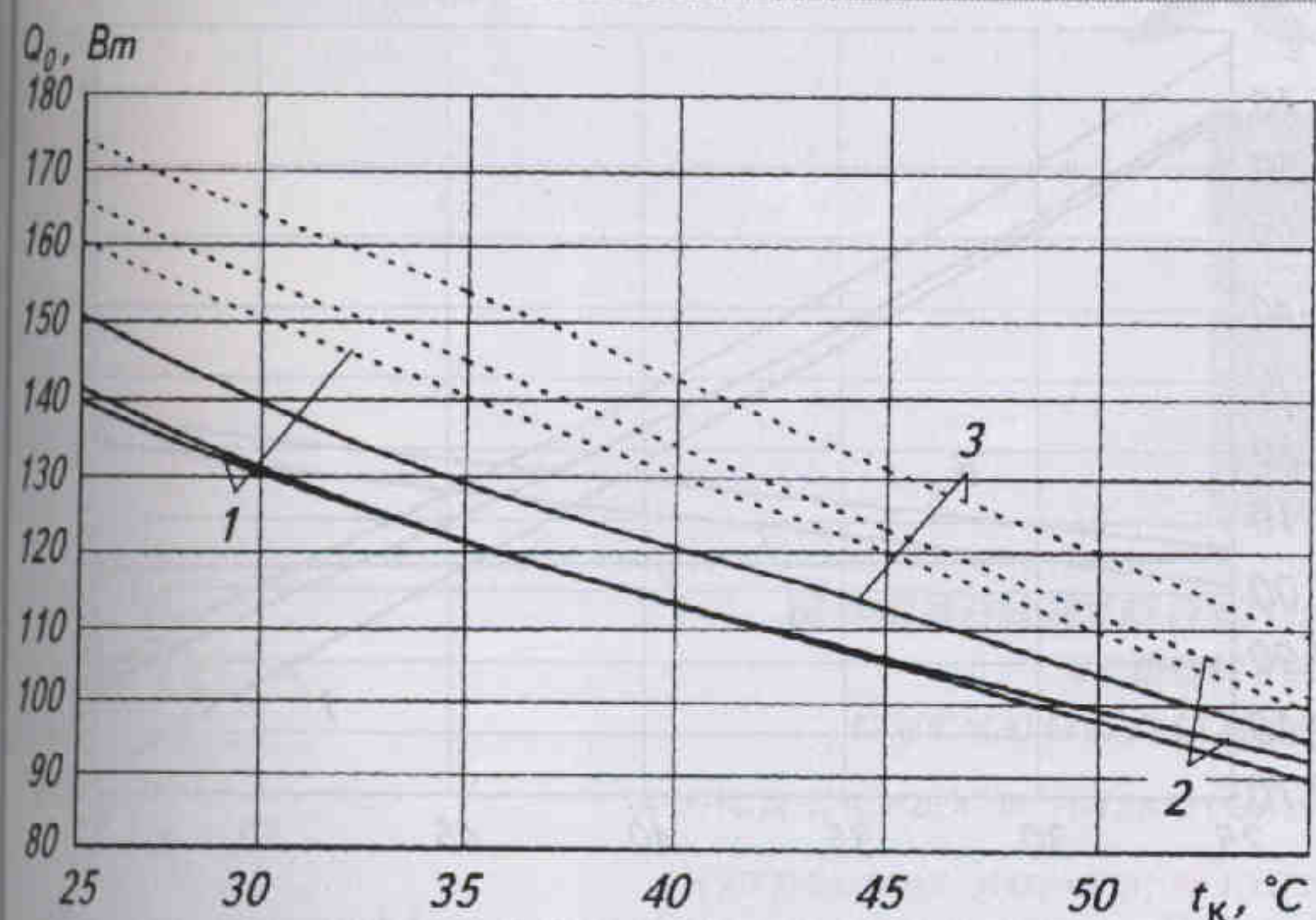


Рис. 2. Холодопроизводительность Q_0 системы охлаждения: 1 — R12; 2 — R22/R142b; 3 — R290/R600; — — экспериментальные показатели; --- — расчетные показатели (без учета гидросопротивлений в аппаратах)

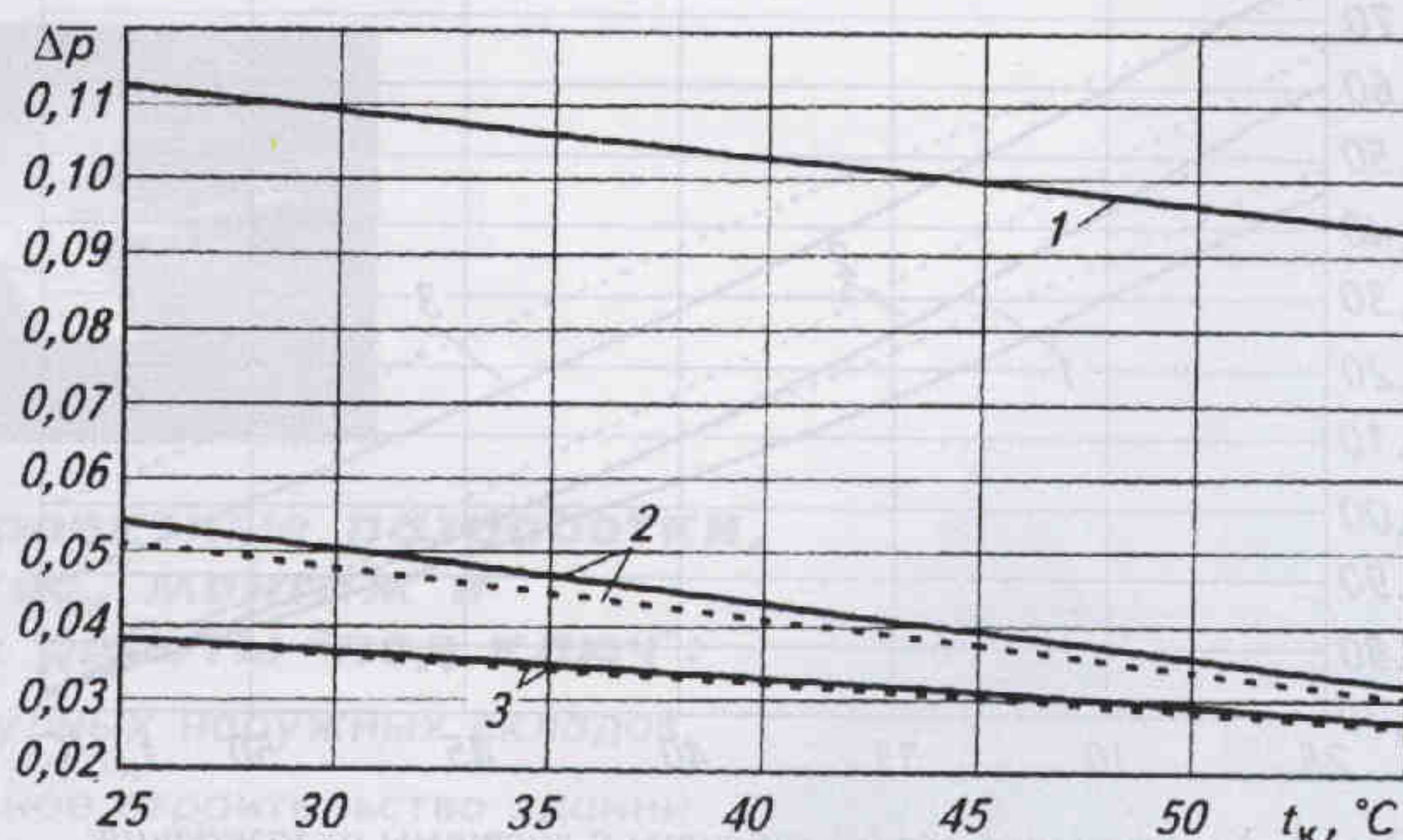


Рис. 3. Относительные потери давления $\Delta \bar{p}$ в испарителе морозильной камеры: 1 — R12; 2 — R22/R142b; 3 — R290/R600; — — T2; --- — T5

стенде, выполненном по ГОСТ 17008—85, были проведены испытания герметичного мотор-компрессора С-К160Н5-1 на различных хладагентах. В результате получены сравнительные характеристики компрессора, в том числе безразмерные рабочие коэффициенты (коэффициент подачи и электрический КПД). Была проведена также тарировка компрессора по массовому расходу хладагента при работе в различных температурных режимах. Это исключило необходимость измерения расхода хладагента на теплотехническом стенде.

На калориметрическом стенде испытания проводили в следующем диапазоне режимов работы: $t_0 = -30 \dots 0^\circ\text{C}$, $t_k = 25 \dots 55^\circ\text{C}$, $t_{\text{ис}} = -15 \dots +45^\circ\text{C}$.

Зависимости коэффициента подачи λ и электрического КПД η_e от отношения давлений π , полученные по результатам калориметрических испытаний на трех хладагентах, отличаются мало, что позволяет использовать эти данные для приближенных расчетов характеристик систем охлаждения на других хладагентах.

На теплотехническом стенде по каждой схеме и на каждом из трех хладагентов исследования проводили при температуре конденсации t_k в диапазоне от 25 до 55 °С. С помощью нагревателей в соответствии с ГОСТ 16317—87 поддерживали следующие температуры: -18°C в низкотемпературной и $+5^\circ\text{C}$ в холодильной камерах холодильника. При этом температура кипения изменялась от -27 до -29°C в зависимости от холодопроизводительности. С помощью регулируемого дросселя перегрев на выходе из испарителя холодильной камеры поддерживали в пределах от 4,5 до 5,5 °С.

В ходе исследований были определены параметры состояния рабочих веществ во

всех элементах холодильной системы, оценена эффективность теплообменных аппаратов, в том числе определены потери давления потока хладагента.

На рис. 2 представлена зависимость действительной холодопроизводительности Q_0 от температуры конденсации хладагента (температура кипения хладагента t_0 около -28°C), а также холодопроизводительность при этих же условиях, рассчитанная с использованием реальных рабочих коэффициентов компрессора, определенных в результате испытаний на калориметрическом стенде, но без учета потерь давления в теплообменных аппаратах на стороне низкого давления.

Потери давления в аппаратах снизили холодопроизводительность. На рис. 3 приведены экспериментальные значения потерь давления, отнесенных к давлению кипения $\Delta \bar{p} = \Delta p / p_0$.

В табл. 1 приведены соотношения относительных потерь давления в испарителях холодильной системы при работе на смесевых хладагентах в сравнении с относительными потерями на R12. Эти данные удовлетворительно согласуются с ожидаемыми значениями, полученными в результате расчетно-теоретического анализа. Меньшие относительные потери давления смесевых хладагентов по сравнению с R12 являются важным их преимуществом, способствующим повы-

шению энергетической эффективности системы охлаждения.

При поддержании заданной температуры в морозильной камере (-18°C) температура кипения хладагента определяется термопередачей испарителя морозильной камеры. Экспериментально полученная разность между температурой в морозильной камере и температурой кипения составила около 10°C . Это значение завышено. С целью повышения эффективности работы холодильной системы целесообразно увеличить площадь теплообменной поверхности испарителя и снизить указанную разность температур до уровня примерно 6°C .

Разность температур на теплом конце регенеративного теплообменника (между перегретым паром на выходе из РТ и переохлажденной жидкостью на входе в РТ) составляет около 12°C против ожидаемых 15°C . Это указывает на то, что поверхность теплообмена достаточна для полноценного теплообмена и может быть при необходимости уменьшена.

Разность температур на холодном конце дополнительного теплообменника (между переохлажденной жидкостью перед дроссельным вентилем и кипящей парожидкостной смесью на входе в ПТ) составила около 9°C , тогда как при расчетах она была принята равной 4°C . Таким образом, для обеспечения полноцен-

Таблица 1
Соотношения относительных потерь давления в испарителях холодильной системы

Цикл	$\Delta \bar{p}_{R22/R142b} / \Delta \bar{p}_{R12}$		$\Delta \bar{p}_{R290/R600} / \Delta \bar{p}_{R12}$	
	Расчетно-теоретический анализ	Результаты эксперимента	Расчетно-теоретический анализ	Результаты эксперимента
T2	0,68	0,75	0,40	0,54
T5	0,69	0,71	0,41	0,53

Примечание. Температура конденсации $t_k = 45^\circ\text{C}$.

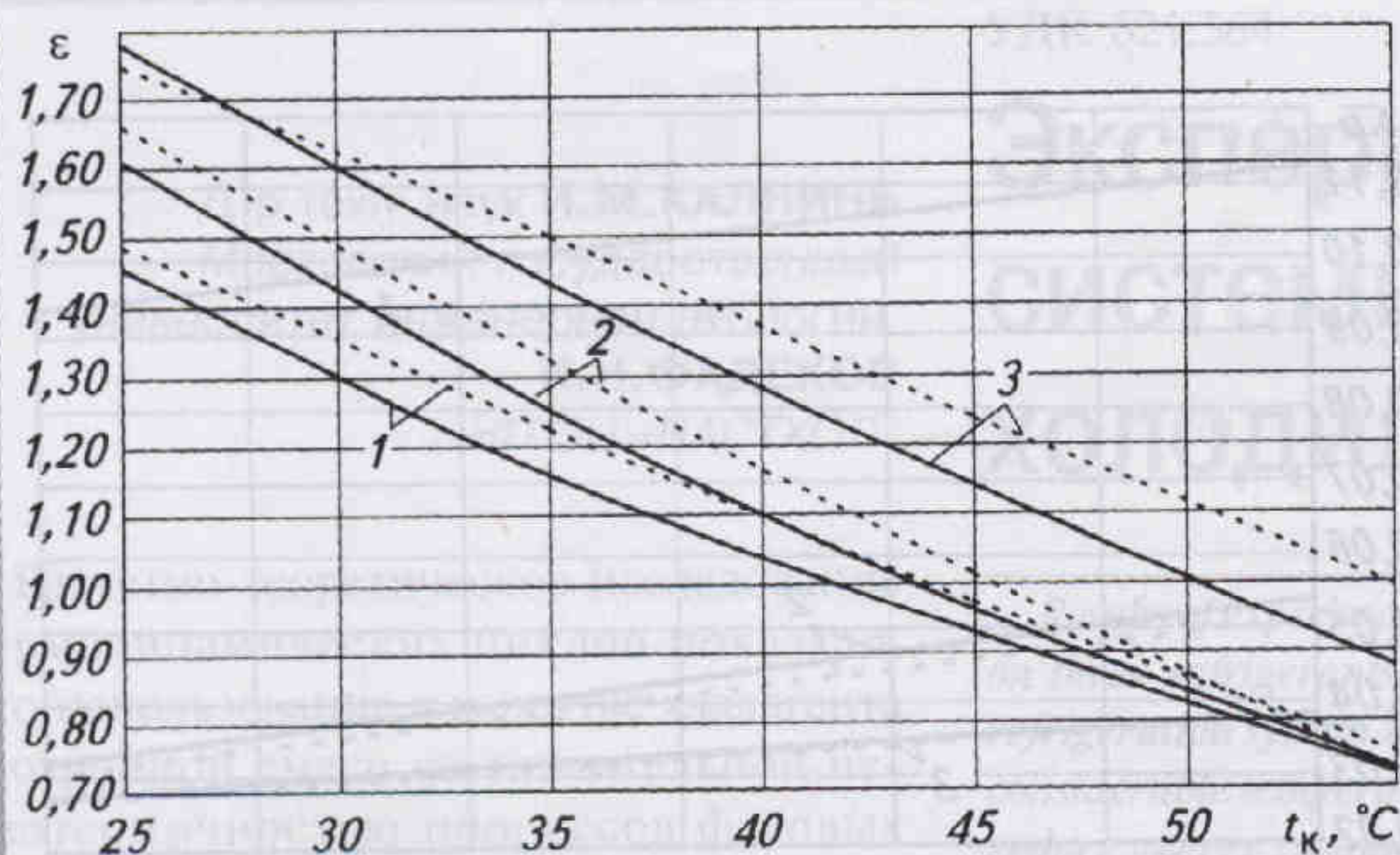


Рис. 4. Холодильные коэффициенты ϵ системы охлаждения:
1 — R12; 2 — R22/R142b; 3 — R290/R600;
— — экспериментальные показатели
--- — расчетные показатели (без учета гидросопротивлений в аппаратах)

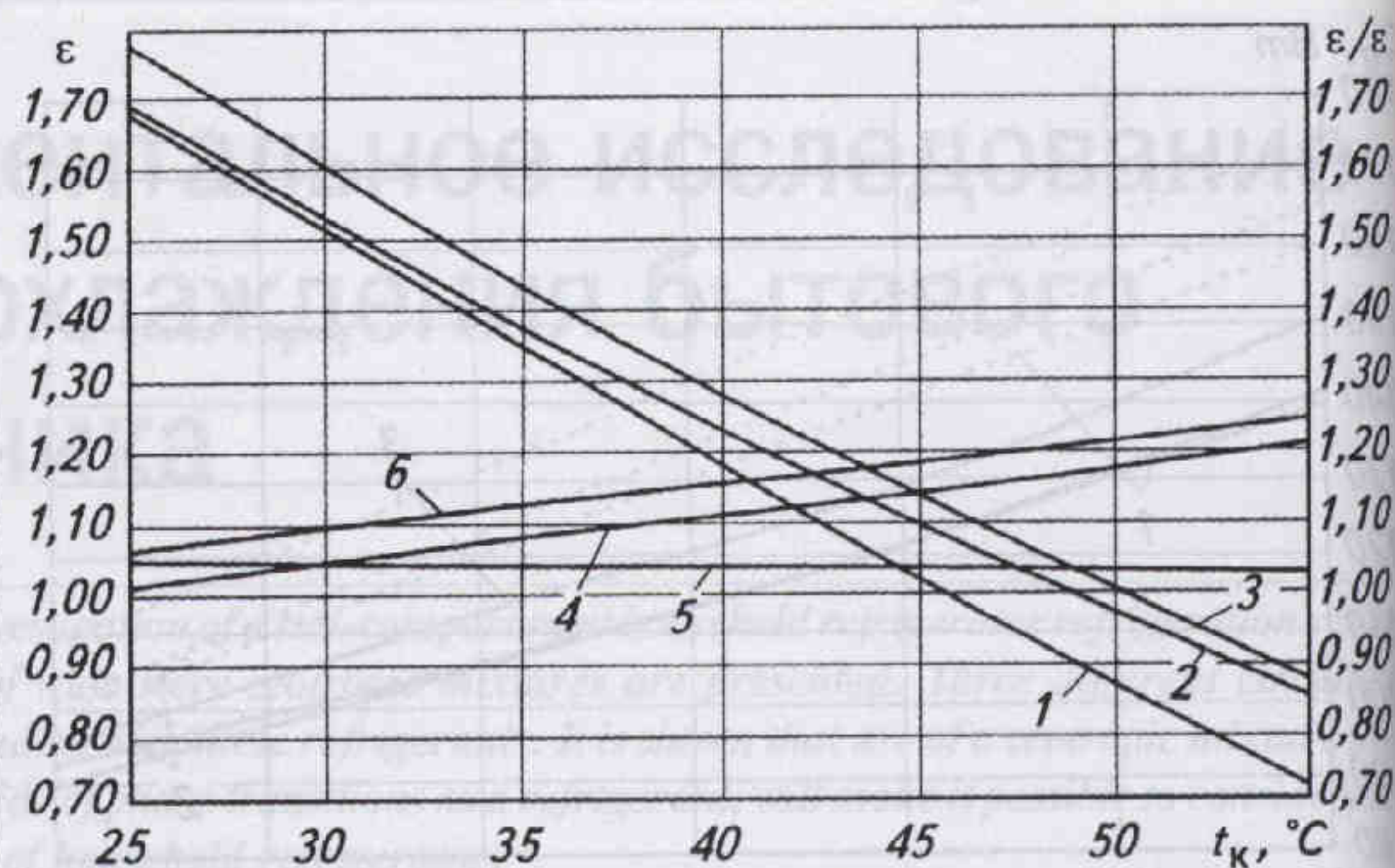


Рис. 5. Экспериментальные холодильные коэффициенты ϵ системы охлаждения при работе на R290/R600:
1 — цикл T1; 2 — цикл T2; 3 — цикл T5;
4 — $\epsilon_{T2}/\epsilon_{T1}$; 5 — $\epsilon_{T5}/\epsilon_{T2}$; 6 — $\epsilon_{T5}/\epsilon_{T1}$

ного теплообмена необходимо увеличить теплообменную поверхность этого аппарата, что дополнительно повысит холодильный коэффициент.

На рис. 4. даны экспериментальные значения холодильных коэффициентов для трех рассматриваемых хладагентов и расчетные значения при тех же условиях, что и для ожидаемых значений Q_0 . Потери давления в испарителях закономерно ухудшили этот показатель.

Результаты исследований трех схем системы охлаждения на зеотропных смесях позволяют оценить влияние каждой схемы на энергетическую эффективность цикла и целесообразность применения схем.

На рис. 5 на примере зеотропной смеси пропан/бутан показаны соотношения холодильных коэффициентов при работе по трем схемам. Так, при температуре конденсации 45 °C холодильный коэффициент регенеративного цикла T2 увеличивается почти на 14 % по сравнению с холодильным коэффициентом цикла без регенерации T1, а при переходе к специальному циклу T5 возрастает еще на 4 %.

Подобное сопоставление эффективности циклов T2 и T1 для R12 показывает возможную величину потерь эффективности при неполном регенеративном теплообмене в реально выпускаемых холодильниках: при температуре конденсации 45 °C на R12 в цикле с регенерацией холодильный коэффициент равен 0,929, а без регенерации — ниже на 11 %.

В табл. 2 приведены соотношения холодильных коэффициентов циклов на смесях $\epsilon_{R22/R142b}$ и $\epsilon_{R290/R600}$ в сравнении с аналогичной характеристикой R12 (ϵ_{R12}) по полученным экспериментальным данным и по теоретическим зависимостям, учитывающим влияние теплофизических свойств хладагента, полученным ранее [2]. Результаты экспериментов подтвердили ожидаемые значения.

На полученные соотношения холодильных коэффициентов схем с зеотропными смесями и с R12 влияют одновременно два фактора: параметры термодинамического цикла с реальным процессом сжатия и аналогичные соотношения потерь давления в теплообменных аппаратах, иллюстрирующие, что гидросопротивления при работе на данных смесях меньше, чем при использовании R12. Кроме того, эти результаты показывают, что при использовании в бытовом холодильнике энергетическая эффективность зеотропной смеси R22/R142b не уступает эффективности R12. При работе на зеотропной смеси R290/R600 в цикле T5 эффективность существенно выше (до 23 %), чем с R12. Это хорошо согласуется с данными публикаций [3, 4], в которых, однако, не раскрыты влияющие факторы, обеспечивающие полученный результат.

➤ Результаты исследований подтвердили эффективность и целесообразность применения в бытовых холодильниках

зеотропных смесей со значительной не изотермичностью фазовых превращений

➤ Расчетные значения основных параметров хорошо подтверждаются экспериментальными данными.

➤ Схема системы охлаждения с дополнительным теплообменником рекомендуется для применения в двухкамерных бытовых холодильниках.

➤ Особое внимание необходимо уделить конструкции теплообменных аппаратов, поскольку величина среднего температурного напора и гидравлические сопротивления в них оказывают существенное влияние на эффективность системы охлаждения.

➤ При совершенствовании системы охлаждения выбор параметров (длина капиллярной трубки, доза заправки хладагента, площади теплообменных поверхностей аппаратов) необходимо производить так, чтобы обеспечить оптимальные условия работы системы в температурном режиме наиболее длительной эксплуатации — в течение года (например, при температуре конденсации $t_k = 45$ °C).

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Калнинь И.М., Фадеков К.Н. Эффективность применения альтернативных хладагентов // Холодильная техника. 1999. № 4.
2. Калнинь И.М., Фадеков К.Н. Эффективность применения зеотропных смесей хладагентов в бытовых холодильниках // Холодильная техника. 1999. № 8.
3. Liu, Z., Haider, I., Lin, B., Radermacher, R. Test results of hydrocarbon mixtures in domestic refrigerators/freezers / International CFC and Halon Alternative Conference. 1995.
4. Zhou, Q., Pannock, J., Radermacher, R. 1994. Development and testing of a high efficiency refrigerator. ASHRAE transactions. vol. 100. pt. 1.

Соотношения холодильных коэффициентов

Таблица 2

Цикл	$\epsilon_{R22/R142b} / \epsilon_{R12}$		$\epsilon_{R290/R600} / \epsilon_{R12}$	
	Расчетно-теоретический анализ	Результаты эксперимента	Расчетно-теоретический анализ	Результаты эксперимента
T1	1,02	0,99	1,11	1,15
T2	1,00	1,00	1,15	1,18
T5*	1,05	1,04	1,21	1,23

Примечание. *Для цикла T5 $\epsilon_{T5}/\epsilon_{T2 R12}$. Температура конденсации $t_k = 45$ °C.