

ЭКОЛОГО-ТЕРМОЭКОНОМИЧЕСКИЙ АНАЛИЗ ПЕРСПЕКТИВ ПРИМЕНЕНИЯ АММИАКА В ХОЛОДИЛЬНОМ ОБОРУДОВАНИИ

Канд. техн. наук **В.П. ЖЕЛЕЗНЫЙ**,
канд. техн. наук **П.В. ЖЕЛЕЗНЫЙ**,
инж. **О.В. ЛЫСЕНКО**
Одесская государственная
академия холода
В.С. ОВЧАРЕНКО
АО «Промхолод»

Решения по ограничению выбросов парниковых газов в атмосферу (Протокол Киото, 1997) стали началом нового этапа в затянувшемся процессе перевода холодильной техники на экологически безопасные рабочие вещества. Государственная политика в области получения искусственного холода в странах Европейского Союза начинает ориентироваться не только на ограничение эмиссии галоидопроизводных углеводородов и введение налога на нее, но и на более широкое использование природных хладагентов, среди которых ведущее место занимает аммиак (R717).

Хладагент R717 используют вот уже много лет в крупных промышленных холодильных установках. Этот хладагент не разрушает озонового слоя и не способствует увеличению парникового эффекта. Энергетическая эффективность применения R717 в холодильном оборудовании так же высока, как и при использовании R22. Кроме того, стоимость аммиака значительно ниже стоимости галоидопроизводных углеводородов. По сравнению с галоидопроизводными хладагентами R717 имеет более высокий коэффициент теплоотдачи, в связи с чем в теплообменных аппаратах могут быть установлены трубы меньшего диаметра при заданной холодопроизводительности.

К сожалению, аммиак имеет и недостатки, которые в значительной мере ограничивают его применение в промышленности, а при модернизации оборудования приводят к необходимости принимать дорогостоящие технические решения.

Один из недостатков R717 — большое значение показателя адиабаты, что вызывает значительное повышение температуры сжатого газа на выходе из компрессора. В связи с этим предъявляют жесткие требования к термической стабильности используемых холодильных масел. Применяемые в настоящее время масла не растворяются в R717, в связи с чем требуется устанавливать маслоотделители, что увеличивает стоимость холодильной машины. В последние годы проводят интенсивные научные исследования по разработке масла, растворимого в аммиаке [6, 9], и созданию холодильного оборудования с «сухим» испарителем. Высокая растворимость компонентов рабочего тела исключает образование пленки масла на теплообменных поверхностях, в результате чего коэффициент теплоотдачи возрастает с 2700 до 9100 Вт/(м²·К) [9]. Достигнутый в последние годы прогресс в разработке растворимых в R717 холодильных масел может кардинально изменить тенденции в развитии холодильного машиностроения.

Аммиак имеет чрезвычайно высокое значение теплоты парообразования, а следовательно, масса циркулирующего хладагента относительно невелика (13–15% по сравнению с R22). Однако это благоприятное для крупных холодильных установок качество затрудняет регулирование подачи аммиака в испаритель при малых мощностях. Дополнительные сложности при создании холодильного оборудования создает химическая активность аммиака по отношению к меди и медным сплавам. Вследствие высокой токсичности и горючести аммиака сварные соединения подлежат тщательному контролю. Из-за электропроводности R717 затрудняется создание полутерметичных и герметичных компрессоров.

Безопасная эксплуатация аммиачных холодильных установок связана в большинстве случаев с необходимостью использования вторичного хладоносителя, а в ряде случаев — воздухонепроницаемого компрессорного помещения, эффективной вентиляции, систем контроля и поглощения аммиака в случае его утечки. Дополнительные энергетические затраты на реализацию указанных мероприятий увеличивают антропогенное влияние холодильной техники на окружающую среду. Учет этого влияния может быть оценен с помощью эколого-термоэкономического метода анализа [3].

Ecological, thermal and economical analysis was used in the study of prospects for the use of ammonia in new generation of refrigeration equipment. This method uses new efficiency criteria based on the evaluation of minimum level of emission of greenhouse gases during production of cold. The conclusion about good reasons for the use of ozone safe refrigerants was made within the frame of systems approach the essence of which consisted in consecutive increased complication of the objects of investigations. The analysis has shown that even taking into account additional engineering measures necessary for ensuring a safe use of ammonia this refrigerant has no alternative from ecological and energy point of view.

Расчетную оценку эффективности применения хладагентов, альтернативных R22, проводили в рамках системного подхода, суть которого заключалась в последовательном усложнении объекта исследования (теоретический, действительный компрессор, холодильная машина). Такой подход позволяет повысить полноту информации об ожидаемых эколого-энергетических характеристиках оборудования, в котором используются альтернативные хладагенты.

В расчетах приняты следующие допущения: гидравлические потери и потери эффективности, вызванные наличием примесей масла в хладагенте, не учитываются; перегрев хладагента в испарителе мал; электромеханические потери не зависят от термодинамических параметров рассматриваемых рабочих тел; потерями эксергии в результате теплообмена через поверхность аппаратов и элементов холодильной машины (кроме всасывающей линии) с окружающей средой можно пренебречь.

В качестве объекта исследований выбран компрессор 1П10-2-02, выпускаемый АО «РЕФМА», теоретическая производительность которого $V_h = 31 \text{ м}^3/\text{ч}$. Для этого компрессора известны экспериментальные данные о холодопроизводительности Q_0 и потребляемой электрической мощности N_e в случае применения хладагента R22. Данная информация позволила определить коэффициент подачи λ и электрический КПД компрессора η_e :

$$\lambda = Q_0 / Q_{0T}; \quad (1)$$

$$\eta_e = N_s / N_e, \quad (2)$$

где Q_{0T} — теоретическая холодопроизводительность при объемной эффективности компрессора, равной единице;

N_s — мощность адиабатного сжатия.

Цикл одноступенчатой пароконденсационной холодильной машины показан на рис. 1.

Значения λ и η_e для галоидопроизводных хладагентов, альтернатив-

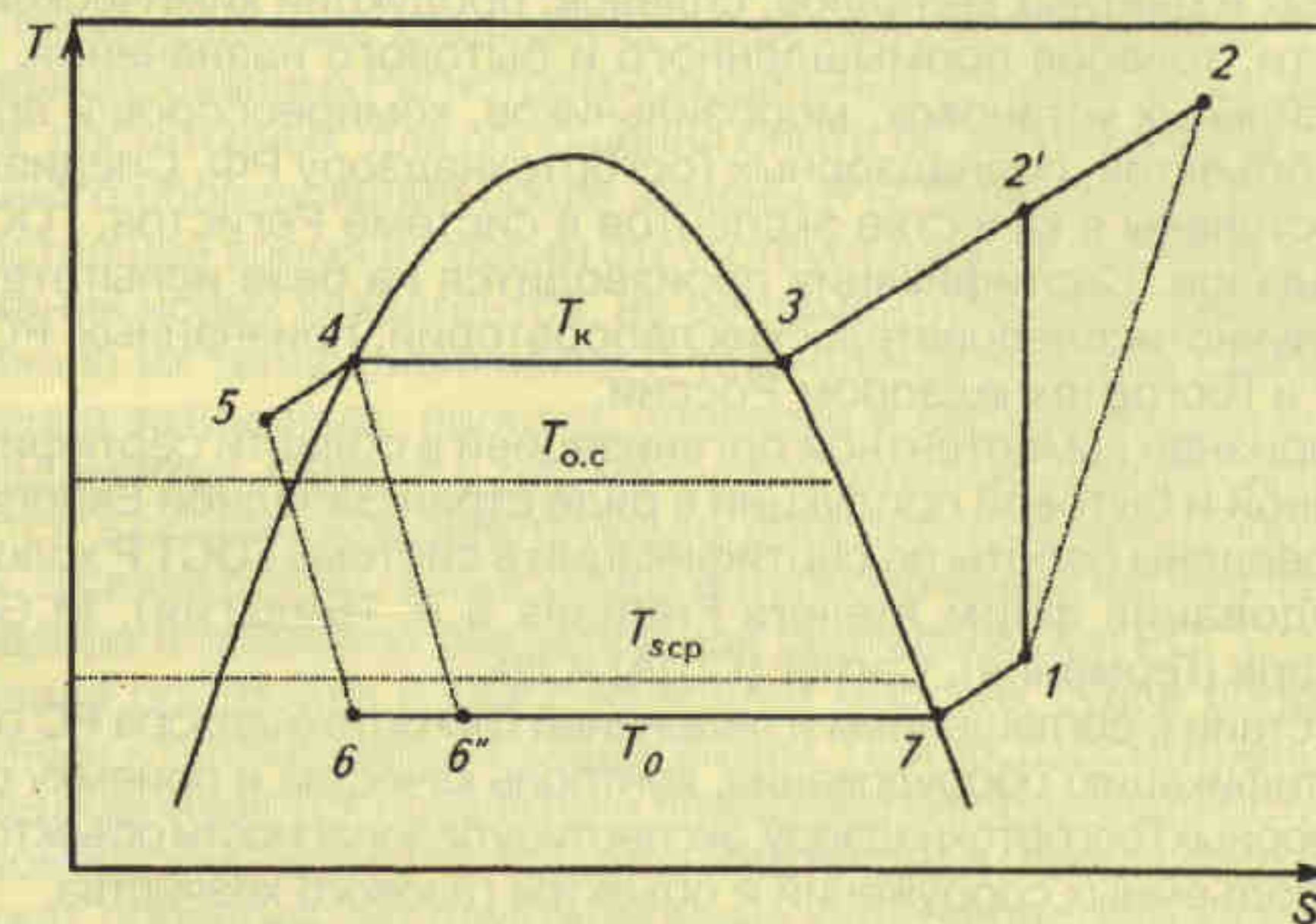


Рис. 1. Цикл одноступенчатой пароконденсационной холодильной машины в T, s -диаграмме:
 T_0, T_k — температуры соответственно кипения и конденсации;
 $T_{0,c}, T_{scp}$ — температуры соответственно окружающей среды и в охлаждаемом объеме

ных R22, могут быть приняты одинаковыми, поскольку уровень давлений насыщенных паров у них достаточно близок. Как показывают исследования, это предположение справедливо для высокотемпературного и среднетемпературного режимов работы компрессора. Для низкотемпературного режима работы компрессора различие в коэффициентах подачи для хладагентов, альтернативных R22, может достигать 10%.

Индикаторный КПД компрессора рассчитывали по известным формулам:

$$\eta_i = \lambda_w + 0,0025t_0; \quad (3)$$

для R717

$$\eta_i = \lambda_w + 0,001t_0, \quad (4)$$

где $\lambda_w = T_0/T_k$ — коэффициент подогрева; t_0 — температура кипения хладагента, °C.

Значения коэффициента подачи и электрического КПД для R717 были взяты из [5]. Полученные таким образом коэффициенты действительного компрессора учитывали при определении эксергетических потерь, методика расчета которых подробно изложена в работах [1, 4].

Как показывает сравнение энергетических характеристик теоретического и действительного компрессоров, работающих на R22, значения их холодопроизводительности Q_0 , холодильного коэффициента ϵ и особенно эксергетического КПД η_{ex} сильно различаются (рис. 2). Поэтому необходимо относиться с достаточной осторожностью к рекомендациям по выбору хладагентов, основанному только на теоретическом анализе циклов без учета корректно определенных значений коэффициента подачи и коэффициента полезного действия компрессора.

Результаты расчета эксергетических потерь Π_{i-k} для компрессорной системы, работающей на хладагенте R22 при различных температурах кипения, приведены на рис. 3. Сложный характер зависимостей $\Pi_{i-k} = f(T)$ обусловлен противоречивым влиянием на абсолютную величину потерь двух факторов: во-первых, увеличением необратимости процессов, протекающих в компрессорной системе; во-вторых, уменьшением массового расхода хладагента, циркулирующего по контуру системы. Максимальные эксергетические потери $\Sigma \Pi_{i-k}$ наблюдаются в интервале температур $258 \leq T_0 \leq 268$ К. Зависимость холодопроизводи-

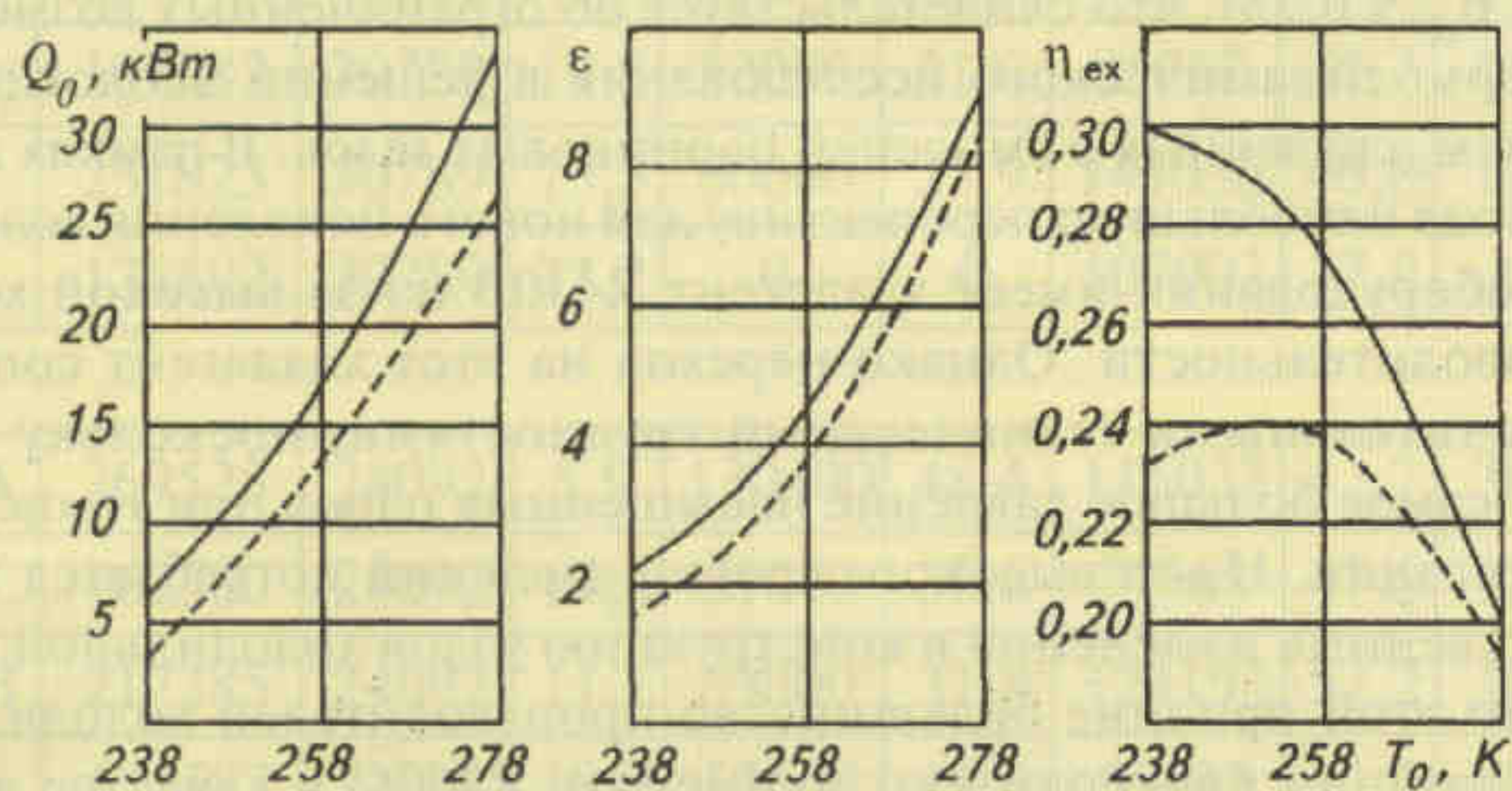


Рис. 2. Энергетические характеристики теоретического и действительного компрессоров при работе на R22 при различных режимах ($T_k = 303$ К, $T_i = 293$ К, $T_{o,c} = 293$ К):

— — теоретический компрессор; — — — — действительный компрессор

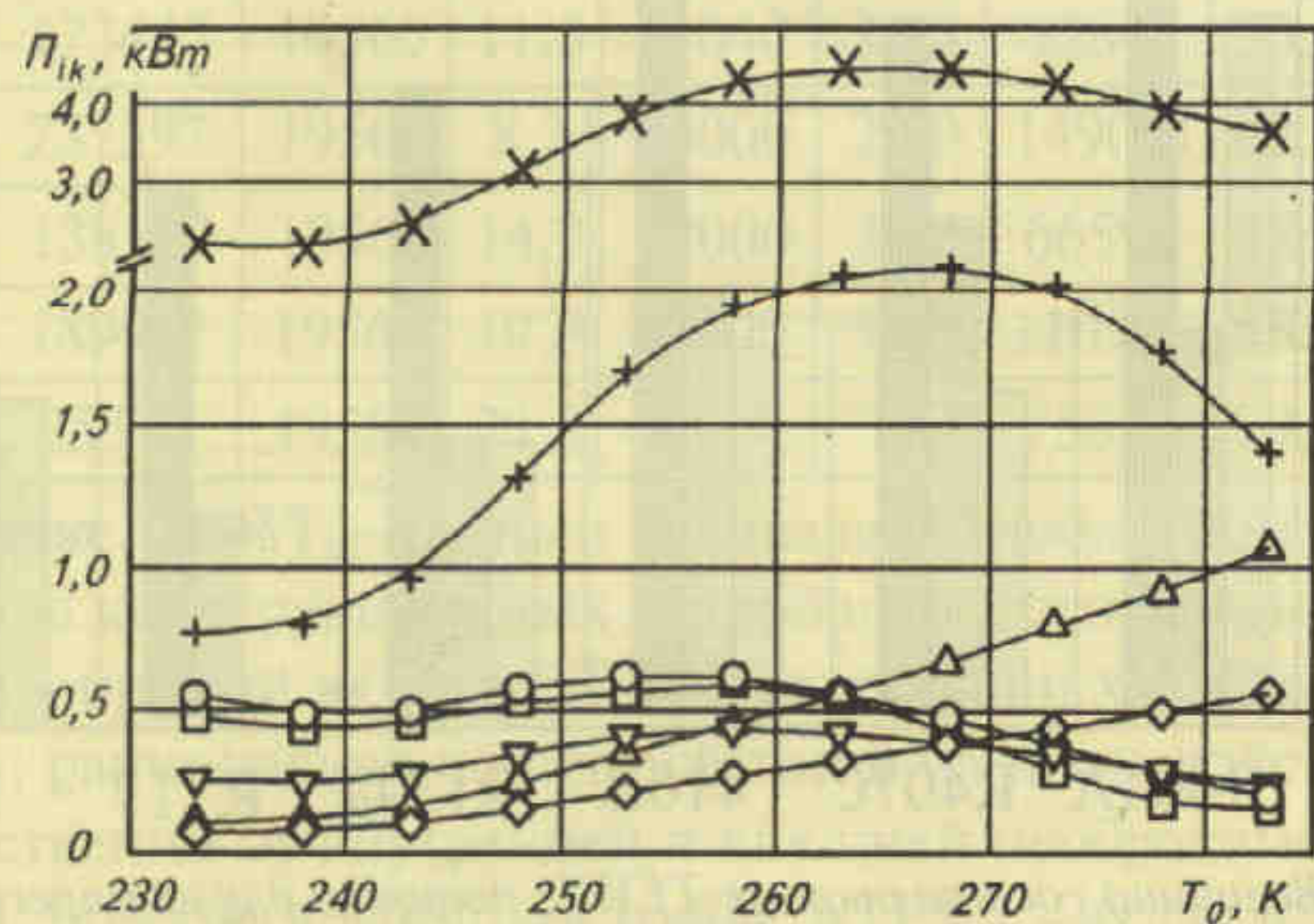


Рис. 3. Зависимость эксергетических потерь Π_{i-k} от температуры кипения в компрессорной системе при работе на R22 ($T_k = 303$ К, $T_{o,c} = 293$ К, $T_{i,cr} = T_0 + 5$ К)

□ — Π_{12} ; ○ — Π_{23} ; △ — Π_{34} ; ▽ — Π_{46} ; ◇ — Π_{67} ; + — Π_{71} ; × — $\Sigma \Pi_{i-k}$

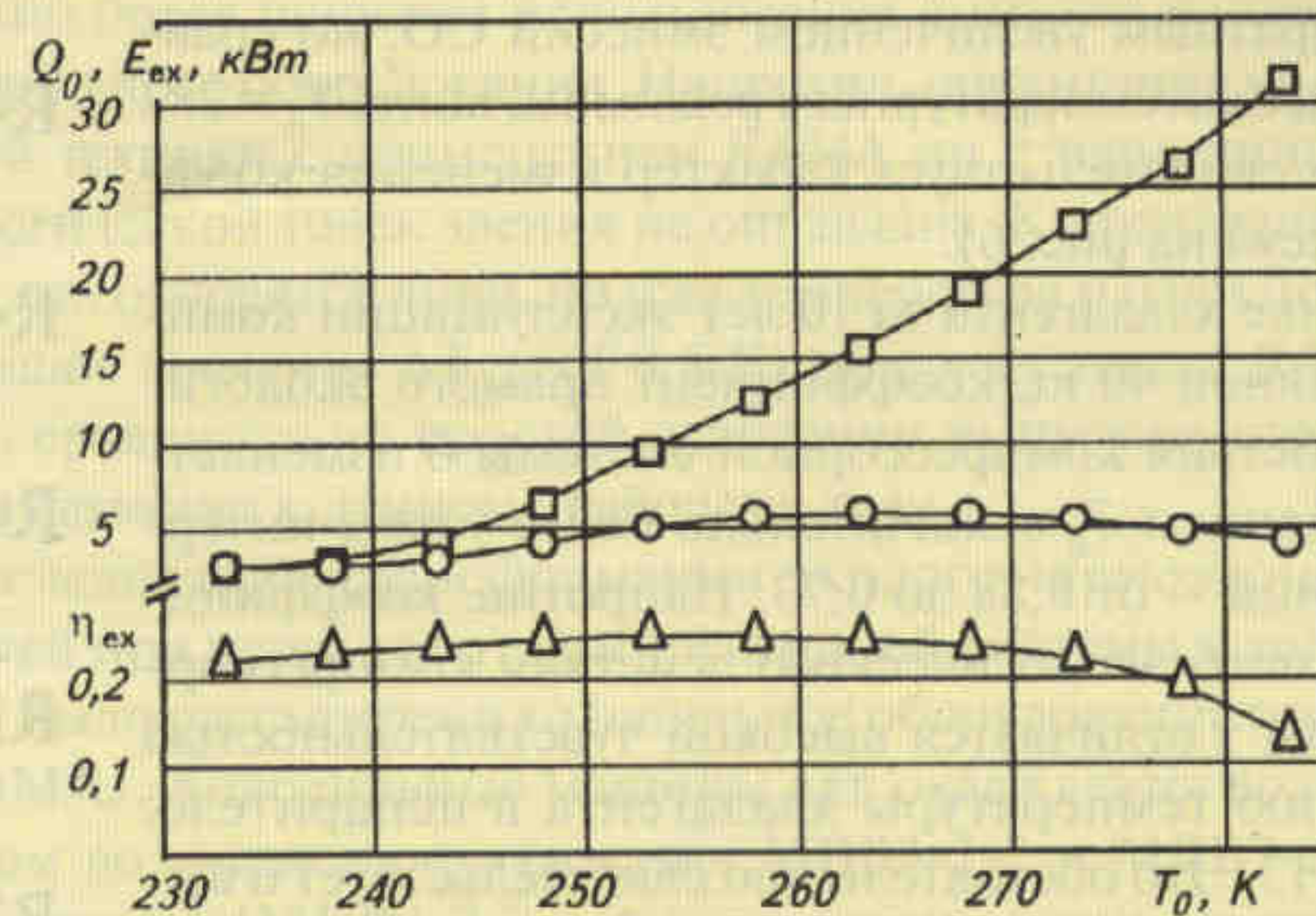


Рис. 4. Зависимость энергетических характеристик от температуры кипения в компрессорной системе при работе на R22:

□ — холодопроизводительность Q_0 ; ○ — эксергия E_{ex} ; △ — эксергетический КПД η_{ex}

тельности Q_0 , эксергетического КПД η_{ex} и подводимой эксергии E_{ex} для компрессора, работающего на R22, от T_0 показана на рис. 4, из которого следует, что η_{ex} имеет экстремум.

Анализ результатов расчета составляющих $TEWI_N$ потоков [3] позволяет прийти к заключению, что характер их изменения (рис. 5) в значительно большей мере определяется уменьшением массового расхода хладагента, чем возрастанием необратимости процессов в компрессорной системе, связанным с понижением T_0 . Таким образом, помимо необратимости величину потоков $TEWI_N$ определяют массовый расход хладагента M_x , коэффициент подачи λ и степень повышения давления в компрессоре p_k/p_0 .

Эколого-термoeкономические коэффициенты компрессорной системы [3] существенно зависят от параметров холодильного цикла (рис. 6). Как показывают расчеты, при температуре кипения хладагента в испарителе $T_0 = 233$ К получение единицы эксергии холода сопряже-

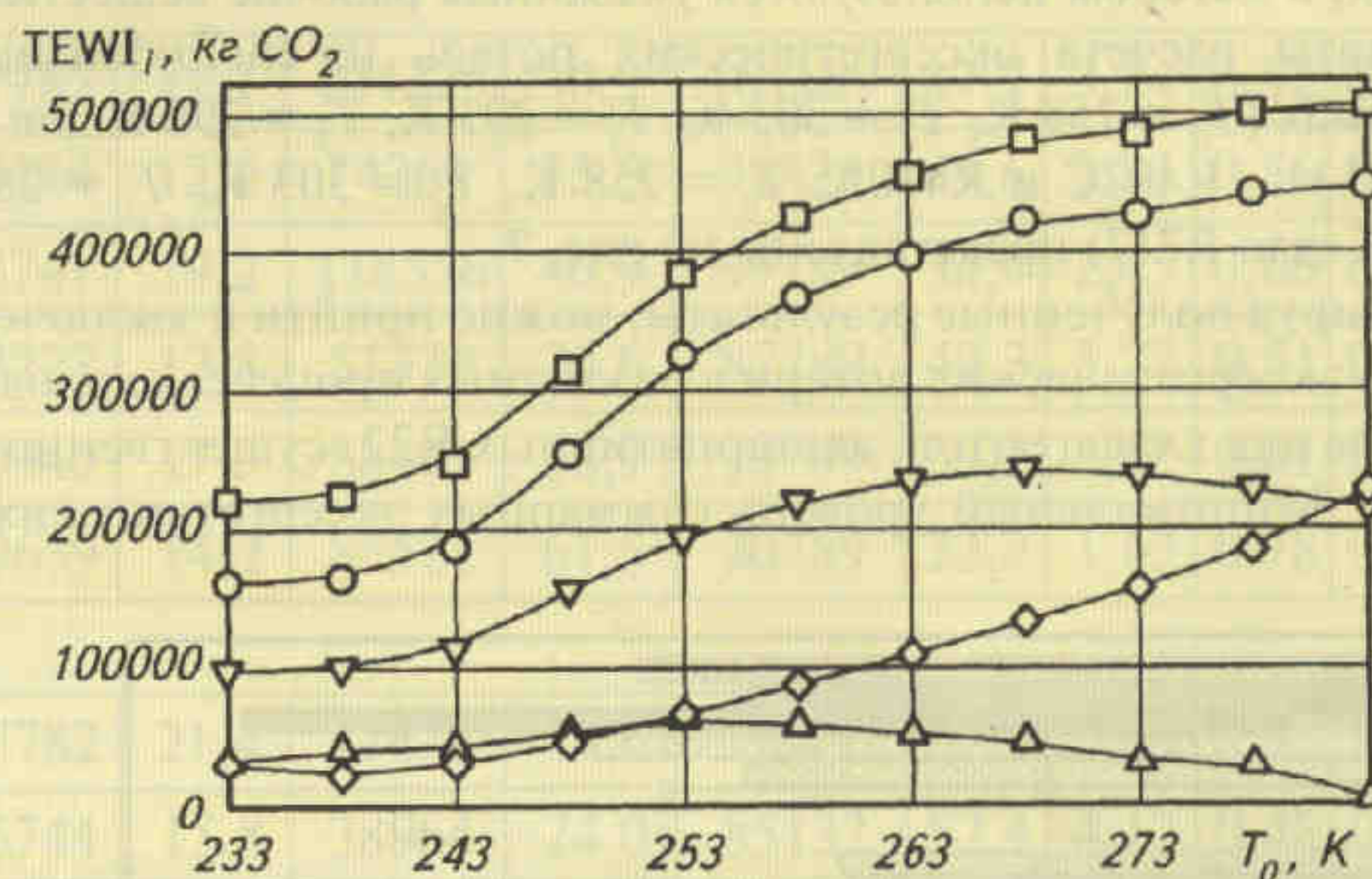


Рис. 5. Зависимость составляющих $TEWI_N$ потоков от температуры кипения для компрессорной системы при работе на R22:

□ — $TEWI_N$, полный эквивалент глобального потепления; ○ — $TEWI_N$, эмиссия CO_2 от рационально использованной на производство холода энергии; △ — $\Delta TEWI_{N,irr}$, косвенный вклад в $TEWI_N$ от внутренней необратимости процессов в холодильном цикле; ▽ — $\Delta TEWI_{N,irr}$, косвенный вклад в $TEWI_N$ от внешней необратимости процессов в холодильном цикле; ◇ — $TEWI_Q$, эмиссия CO_2 от части энергии, преобразованной в холод

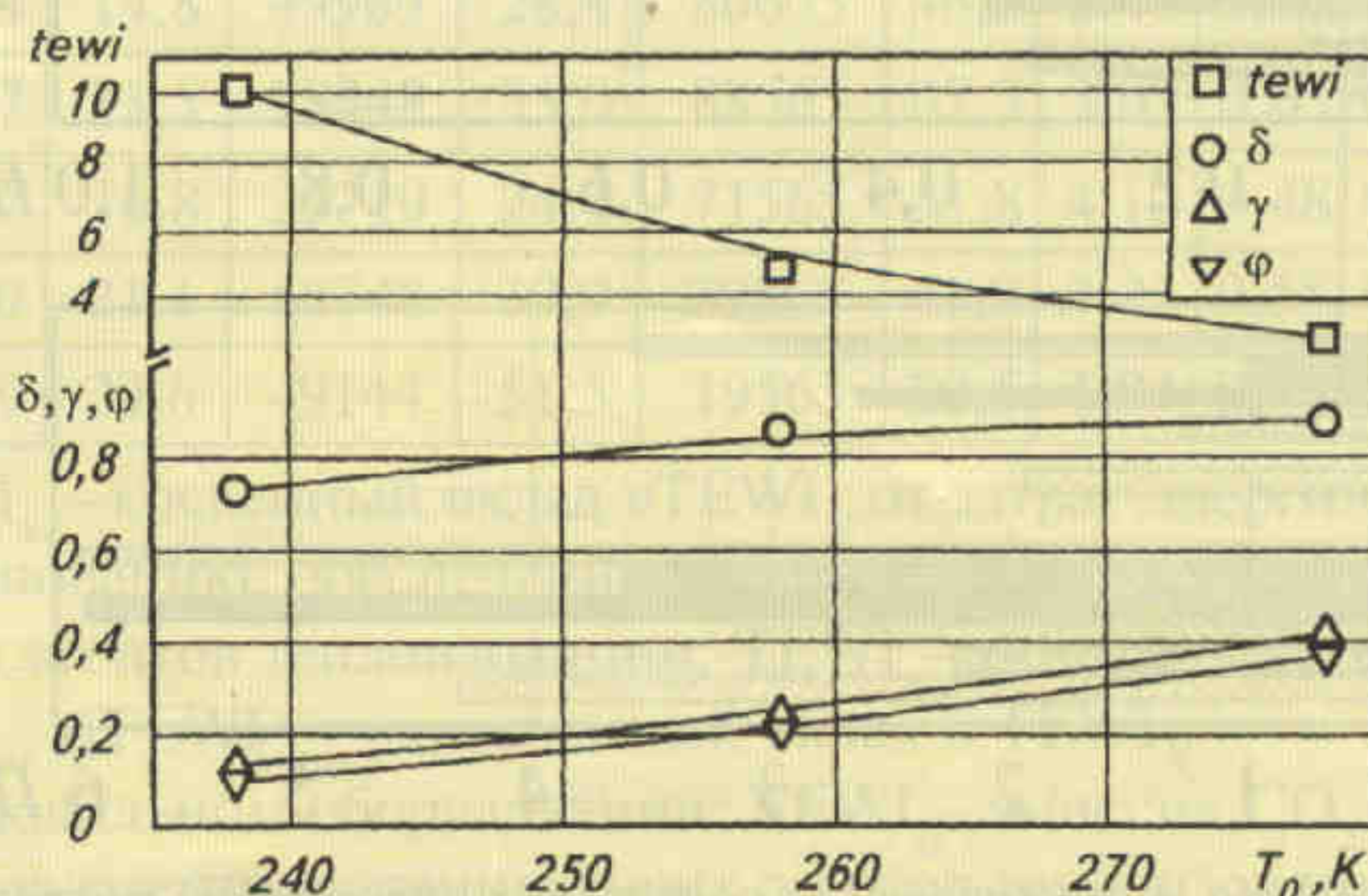


Рис. 6. Зависимости коэффициентов: $tawi$, прямого экологического действия δ , косвенного экологического действия γ , эколого-термoeкономического совершенства ϕ от температуры кипения для компрессорной системы при работе на R22

но с пятикратным увеличением эмиссии CO_2 по сравнению с высокотемпературным режимом, когда $T_0 = 283 \text{ K}$ (об этом свидетельствует характер изменения коэффициента tewi на рис. 6).

При утечке хладагента за 10 лет эксплуатации компрессора, равной 40 кг, коэффициент прямого экологического действия компрессорной системы δ изменяется с понижением T_0 в значительно более узком интервале значений – от 0,88 до 0,73. Напротив, коэффициент косвенного экологического действия компрессорной системы γ отличается высокой чувствительностью к изменению температуры хладагента в испарителе: $0,41 \geq \gamma \geq 0,13$. Это обстоятельство свидетельствует о высоком уровне влияния эксергетических потерь на эколого-энергетические коэффициенты.

Значения коэффициента эколого-термоэкономического совершенства ϕ также указывают на высокий уровень антропогенного воздействия от нерационально используемых компрессорной системой энергетических ресурсов при производстве искусственного холода. Причем уровень этого воздействия возрастает по мере снижения температуры кипения хладагента в испарителе.

Широкий интервал изменения значений предложенных эколого-термоэкономических коэффициентов, их высокая чувствительность к изменению термодинамических параметров и экологических (TEWI_N) факторов дают основание рекомендовать их для использования в задачах оптимального выбора хладагента, альтернативного R22. С этой целью проведен эколого-термоэкономический анализ перспектив использования таких хладагентов, альтернативных R22, как R134a, R404A, R407C, R410B и R717. Выбор указанных хладагентов был продиктован не только проведенными ранее исследованиями [2, 5], но и возрастающим объемом выпуска нового холодильного оборудования, в котором используются указанные рабочие вещества.

Результаты расчета эксергетических потерь на спецификационных режимах ($T_0 = 258 \text{ K}$, $T_k = 303 \text{ K}$, $T_1 = 293 \text{ K}$, $T_2 = 298 \text{ K}$ для R22, R404A, R134a, R407C и R410A; $T_0 = 258 \text{ K}$, $T_k = 303 \text{ K}$, $T_1 = 263 \text{ K}$, $T_2 = 298 \text{ K}$ для R717) представлены на рис. 7.

Анализируя полученные результаты, можно прийти к заключению о том, что эксергетические потери в различных процессах холодильного цикла для хладагентов, альтернативных R22, существенно различаются. Минимальный уровень суммарных эксергетических по-

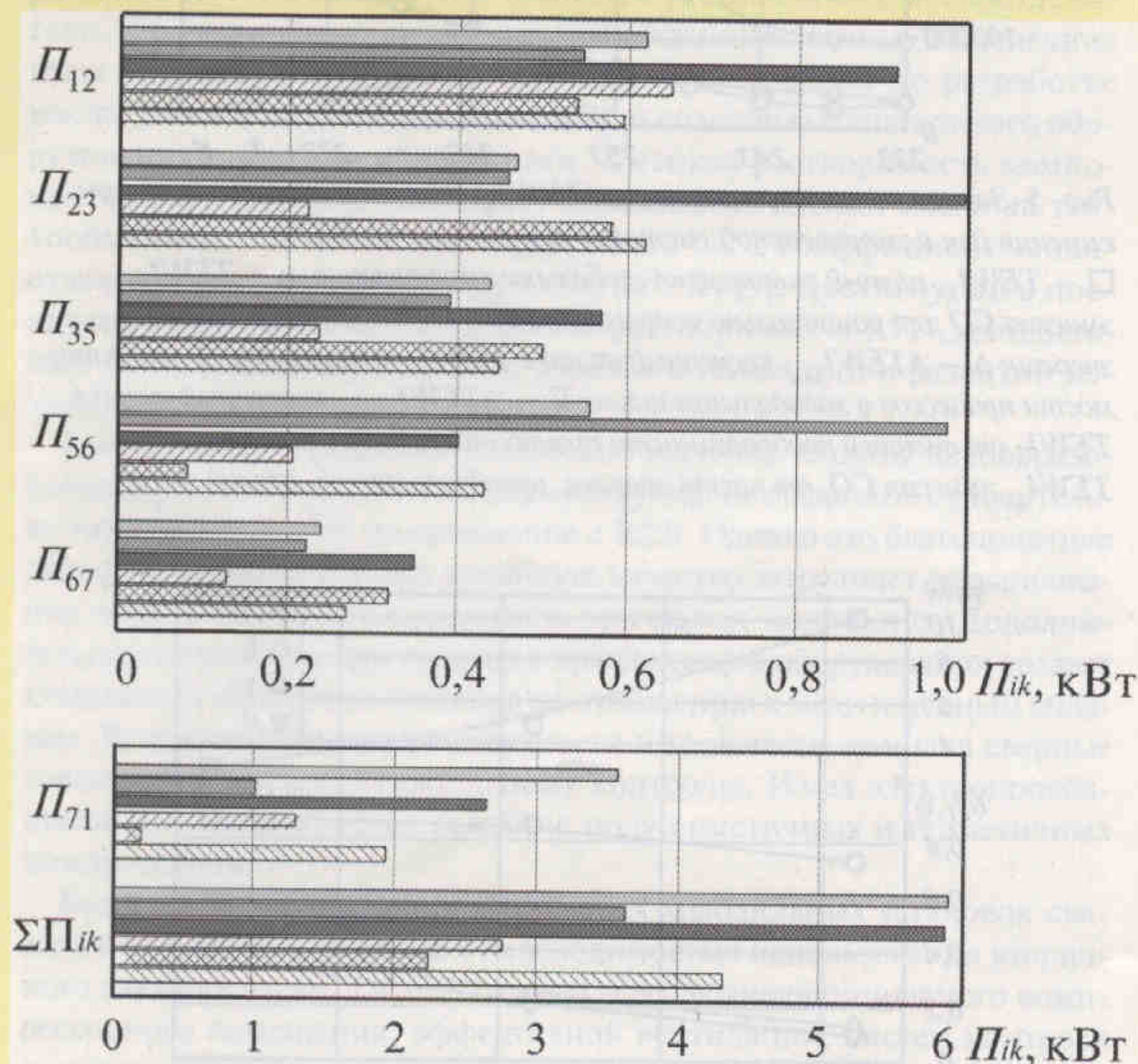


Рис. 7. Величина эксергетических потерь в компрессорной системе для различных хладагентов:

— R404A; — R407C; — R410B;
— R134a; — R717; — R22

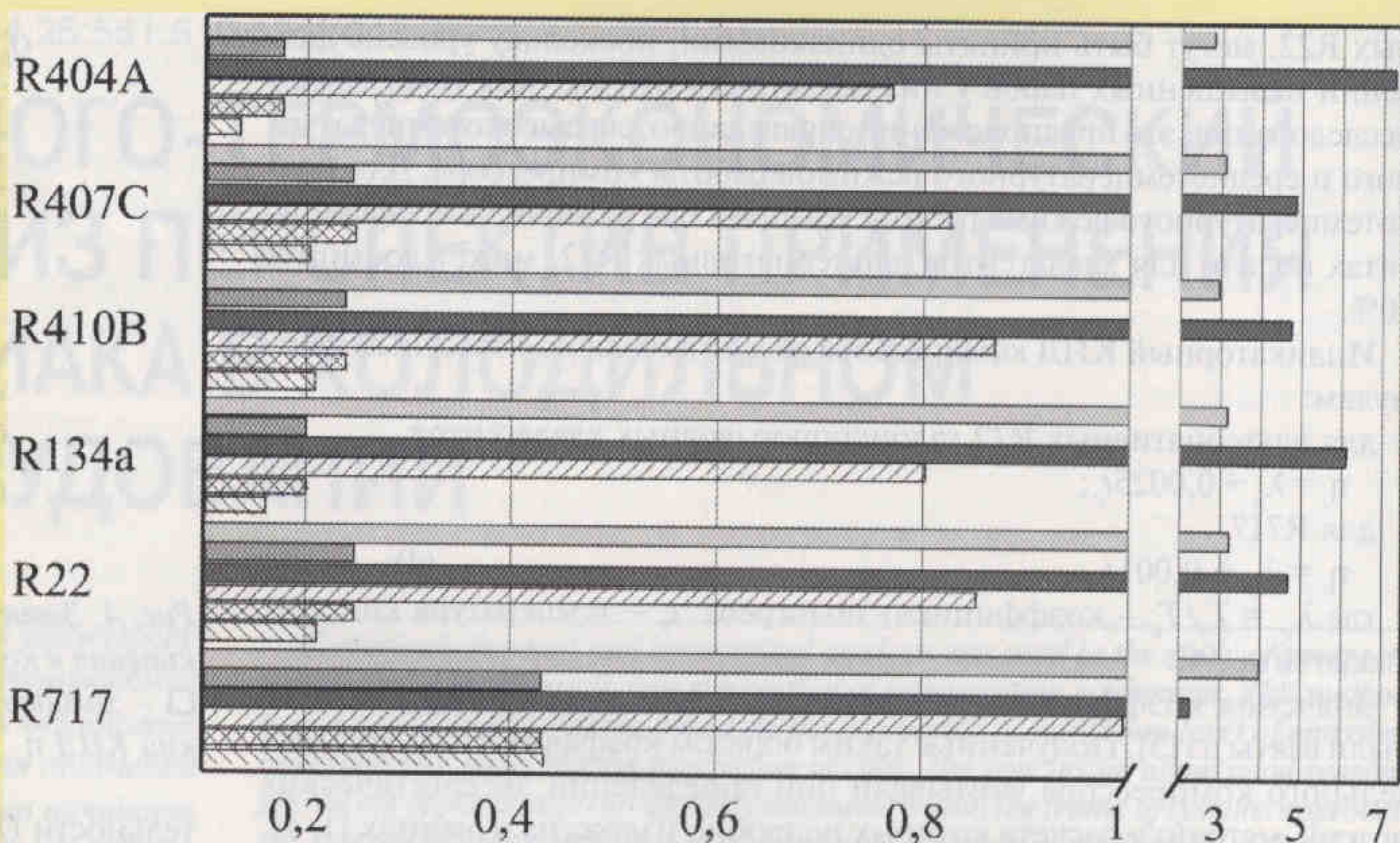


Рис. 8. Значения коэффициентов, характеризующих эколого-энергетическую эффективность использования различных хладагентов в компрессоре 1P10-2-02:

— холодильный коэффициент ϵ ; — эксергетический КПД η_{ex} ;
— tewi ; — коэффициент прямого экологического действия δ ;
— коэффициент косвенного экологического действия γ ;
— коэффициент эколого-термоэкономического совершенства ϕ

терь ΣP_{ik} характерен для компрессорных систем при работе на хладагентах R134a и R717. Вместе с тем при одинаковой производительности V_h компрессор на аммиаке обеспечивает в 2,4 раза большую холодопроизводительность. Высокий уровень потерь во всасывающей линии в случае применения галоидопроизводных хладагентов может быть уменьшен использованием регенеративного теплообмена.

Как видно из рис. 8, все компрессоры, за исключением работающих на R404A и R717, имеют примерно равные значения холодильного коэффициента ($2,97 \leq \epsilon \leq 3,22$) и общего эксергетического КПД ($0,2 \leq \eta_{ex} \leq 0,25$), что свидетельствует об ограниченных возможностях термодинамического исследования в решении экологических проблем, связанных с эмиссией парниковых газов. В рамках данного метода наибольшую перспективу для нового поколения холодильного оборудования имеет хладагент R410B из-за высокой холодопроизводительности. Однако переход на этот хладагент сопряжен со значительными техническими трудностями, поскольку R410B имеет самое большое давление насыщенных паров при температуре конденсации. Из-за высокого уровня давлений потребуются внести существенные изменения в конструкцию узлов холодильной машины. По этой причине большинство производителей холодильного оборудования предпочитают применять R407C в качестве альтер-

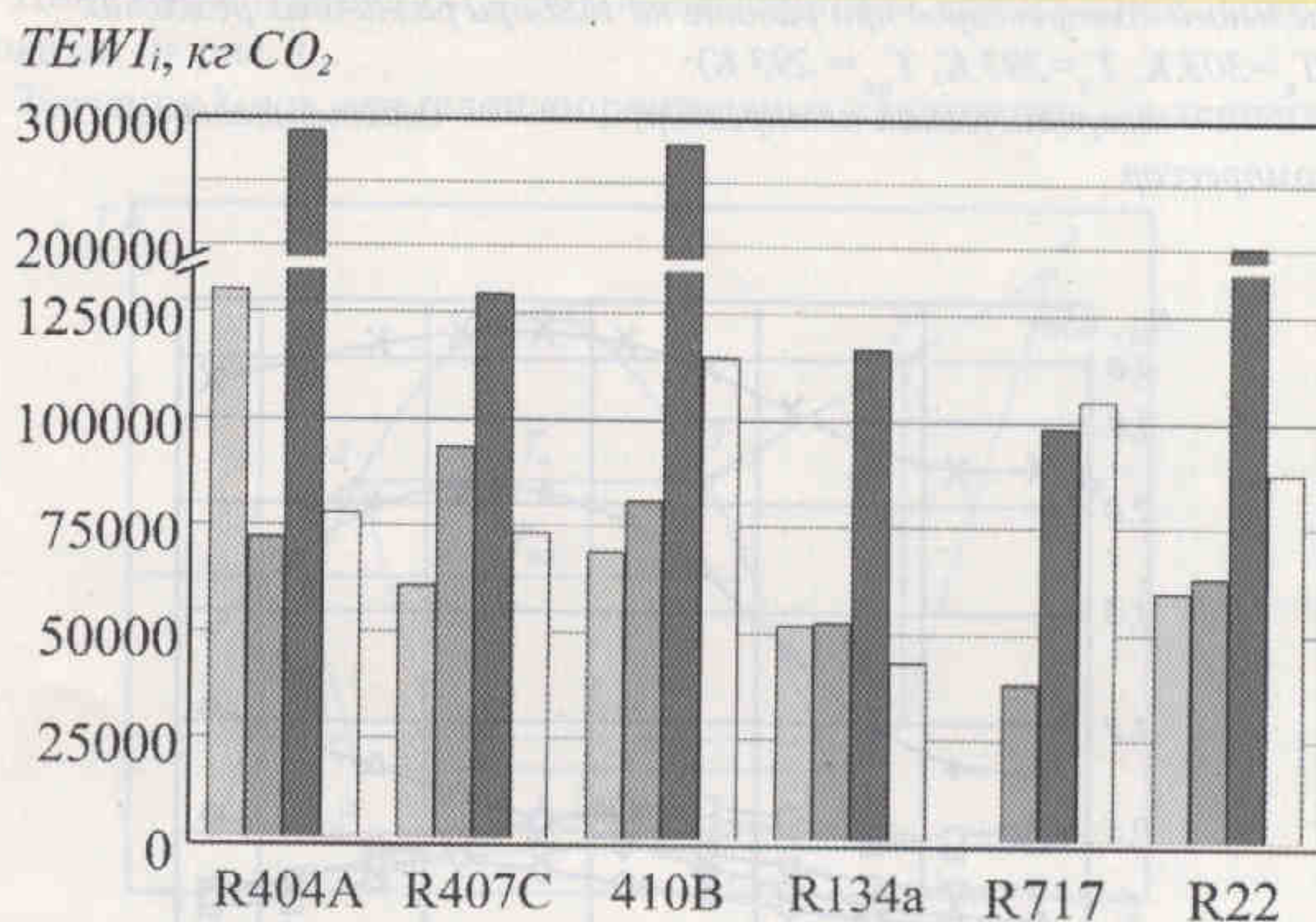


Рис. 9. Величина составляющих TEWI_N потоков для компрессорной системы:

— ΔTEWI_{ep} ; — $\Delta \text{TEWI}_{р.вн}$;
— $\Delta \text{TEWI}_{р.веш}$; — TEWI_0

нативы R22, перекладывая все трудности использования зеотропного хладагента на потребителя.

У компрессоров, работающих на R134a при заданных параметрах холодильного цикла, практически одинаковые по сравнению с компрессорами, работающими на R22, значения холодильного коэффициента. Но замена R22 на R134a в компрессоре 1П10-2-01 нецелесообразна из-за незначительной холодопроизводительности ($Q_{0\text{ R22}}/Q_{0\text{ R134a}} = 2,03$) и низкого значения эксергетического КПД. Напротив, результаты термодинамического анализа свидетельствуют о существенных преимуществах аммиака ($Q_{0\text{ R717}}/Q_{0\text{ R22}} = 1,2$, $\eta_{\text{ex R717}}/\eta_{\text{ex R22}} = 1,7$).

Результаты эколого-термoeкономического анализа компрессорной системы в целом подтверждают перспективность применения хладагентов R407C, R410B и R717 (см. рис. 8, 9). Вместе с тем высокое абсолютное значение TEWI_N для компрессора, работающего на R410B, не отражает его низкой эколого-энергетической эффективности (поскольку достигается очень высокий уровень холодопроизводительности). Коэффициенты, предложенные в работе [3], несут значительно более полную информацию об эколого-термoeкономической целесообразности применения хладагента, чем TEWI , общий эксергетический КПД и тем более холодильный коэффициент или предложенные недавно экономические критерии [8]. Если значения холодильного коэффициента для галоидопроизводных хладагентов, альтернативных R22, изменяются всего в 1,14 раза, эксергетического КПД — в 1,4 раза, то значение эколого-термoeкономического коэффициента ϕ изменяется в 1,6 раза.

Как показывают результаты эколого-энергетического анализа, це-

лесообразно более широкое использование аммиака в новом поколении холодильного оборудования. Напротив, ориентация на выпуск холодильной техники с применением R404A ни с термодинамической, ни с экологической точек зрения не оправдана. К преимуществам этого хладагента относятся лишь низкая температура нагнетания $T_n = 355$ К, небольшое значение $\Delta T_{\text{glide}} (\leq 0,5 \text{ К})$ по сравнению с R407C и возможность сравнительно простой адаптации выпускаемого холодильного оборудования к данному рабочему телу.

Для исследования трансформации эколого-термoeкономических показателей при переходе от компрессорной системы к холодильным машинам было рассмотрено холодильное оборудование производства АО «РЕФМА». Холодильные машины для охлаждения воздуха с конденсатором воздушного охлаждения MBV3-2-2 и MBV3-2-2 и водяного охлаждения IMKB4-2-2 укомплектованы одним и тем же компрессором 1П10-2-02. Эколого-термoeкономические характеристики различных хладагентов, рассматриваемых применительно к данным машинам, приведены в табл. 1. Коэффициент TEWI_N рассчитывали с учетом мощности, потребляемой холодильными машинами, при следующих параметрах: температура в охлаждаемом объеме $T_{\text{ср}} = 263$ К, температура воды и воздуха на входе в конденсатор 303 К, масса заправки хладагентом 10 кг, общий уровень утечки хладагента при эксплуатации машины в течение 10 лет составляет 40 кг. При расчете TEWI_N не учитывали изменение массы холодильных машин, работающих на различных хладагентах. Но этим фактором из-за незначительности его влияния на TEWI_N [5] для рассматриваемых машин можно пренебречь.

Таблица 1

Хлад-агент	TEWI _N	ΔTEWI _{э.к}		ΔTEWI _{э.п}		TEWI _p		ΔTEWI _{p вн}		ΔTEWI _{p внеш}		TEWI _Q		ΔTEWI _э		tewi	δ	γ	φ
		abc	%	abc	%	abc	%	abc	%	abc	%	abc	%	abc	%				
MBB3-2-2																			
R404A	337573	30789	9,1	130400	38,6	176384	52,3	14375	4,3	57782	17,1	104225	30,9	161189	47,7	3,24	0,52	0,59	0,3
R407C	210460	30789	14,6	61040	29,0	118631	56,4	18617	8,8	25744	12,2	74269	35,3	91829	43,6	2,83	0,56	0,63	0,35
R410B	290218	30789	10,6	69000	23,8	190429	65,6	16125	5,6	55747	19,2	118556	40,9	99789	34,4	2,45	0,66	0,62	0,41
R134a	167882	30789	18,3	52000	31,0	85092	50,7	10486	6,2	23227	13,8	51379	30,6	82789	49,3	3,27	0,51	0,60	0,31
R22	231825	30789	13,3	60000	25,9	141036	60,8	12594	5,4	40040	17,3	88401	38,1	90789	39,2	2,62	0,61	0,63	0,38
R717	138692	30789	22,2	0	0	107903	77,8	2743	2,0	19639	14,2	85521	61,5	30789	22,2	1,62	0,78	0,79	0,62
2MBB3-2-2																			
R404A	269525	24092	8,9	130400	48,4	115033	42,7	9775	3,6	57782	21,4	47475	17,6	154492	57,3	5,68	0,43	0,41	0,18
R407C	162500	24092	14,8	61040	37,6	77368	47,6	12659	7,8	25744	15,8	38964	24,0	85132	52,4	4,17	0,48	0,50	0,24
R410B	217285	24092	11,1	69000	31,8	124193	57,2	10965	5,0	55747	25,7	57480	26,5	93092	42,8	3,78	0,57	0,46	0,26
R134a	131587	24092	18,3	52000	39,5	55495	42,2	7130	5,4	23227	17,7	25137	19,1	76092	57,8	5,23	0,42	0,45	0,19
R22	176072	24092	13,7	60000	34,1	91980	52,2	8564	4,9	40040	22,7	43375	24,6	84092	47,8	4,06	0,52	0,47	0,25
R717	87270	24092	27,6	0	0	63177	72,4	5195	6,0	19639	22,5	38342	43,9	24092	27,6	2,28	0,72	0,61	0,44
1MKB4-2-2																			
R404A	288005	19565	6,8	130400	45,3	138040	47,9	13225	4,6	57782	20,1	67031	23,3	149965	52,1	4,30	0,48	0,49	0,23
R407C	173447	19565	11,3	61040	35,2	92841	53,5	17128	9,9	25744	14,8	49969	28,8	80605	46,5	3,47	0,54	0,54	0,29
R410B	237597	19565	8,2	69000	29,0	149031	62,7	14835	6,2	55747	23,5	78448	33,0	88565	37,3	3,03	0,63	0,53	0,33
R134a	138159	19565	14,2	52000	37,6	66594	48,2	9647	7,0	23227	16,8	33719	24,4	71565	51,8	4,10	0,48	0,51	0,24
R22	189941	19565	10,3	60000	31,6	110376	58,1	11587	6,1	40040	21,1	58748	30,9	79565	41,9	3,23	0,58	0,53	0,31
R717	95378	19565	20,5	0	0	75813	79,5	7029	7,4	19639	20,6	49144	51,5	19565	20,5	1,94	0,79	0,65	0,52

Примечание. TEWI_N — полный эквивалент глобального потепления; $\Delta \text{TEWI}_{\text{э.к}}$ — косвенный вклад в TEWI_N от затрат энергии на получение конструкционных материалов, изготовление оборудования, реновацию, обеспечение мер пожаробезопасности; $\Delta \text{TEWI}_{\text{э.п}}$ — прямой вклад в TEWI_N от эмиссии хладагента и вспенивающих агентов теплоизоляции; TEWI_p — эмиссия CO_2 от энергии, рационально использованной на производство холода; $\Delta \text{TEWI}_{p\text{ вн}}$, $\Delta \text{TEWI}_{p\text{ внеш}}$ — косвенный вклад в TEWI_N соответственно от внутренней и внешней необратимости процессов в холодильном оборудовании; TEWI_Q — эмиссия CO_2 от части энергии, преобразованной в холод; ΔTEWI_s — вклад в TEWI_N от эмиссии хладагента, вспенивающих агентов теплоизоляции и затрат энергии на получение конструкционных материалов и изготовление холодильного оборудования; tewi — коэффициент приведенной эмиссии парниковых газов; δ, γ — коэффициенты соответственно прямого и косвенного действия экологической системы; ϕ — коэффициент эколого-термoeкономического совершенства; abc — абсолютное значение.

Таблица 2

Хладагент	TEWI _N	tewi	δ	γ	φ
R404A*	256074	2,46	0,69	0,59	0,41
R407C*	172311	2,32	0,69	0,63	0,43
R410B*	247094	2,08	0,77	0,62	0,48
R134a*	135382	2,63	0,63	0,60	0,38
R22*	194325	2,20	0,73	0,63	0,45
R717*	138692	1,62	0,78	0,79	0,62
R717**	147929	1,73	0,73	0,79	0,58
R717***	159690	2,34	0,69	0,62	0,43

*Установка непосредственного охлаждения.

**Увеличение стоимости установки на 30% (противопожарные мероприятия).

***Установка с промежуточным хладоносителем.

При отсутствии данных о реальном энергопотреблении для холодильных машин на альтернативных хладагентах TEWI_N можно рассчитывать по формуле

$$TEWI_N = GWP \bar{L} + E_{R22} \frac{E_{ex Ralt}}{E_{ex R22}} N \beta + \frac{S_{II}}{T} \beta + \sum_{i=1}^n M_i \mathcal{E}_i \beta, \quad (5)$$

где GWP — потенциал глобального потепления для данного хладагента; $\bar{L}$ — общая эмиссия хладагента за время работы холодильного оборудования, кг; E_{R22} — потребляемая холодильной машиной (аналогом) мощность, кВт; E_{ex} — эксергия, подведенная к компрессору, используемому в качестве рабочего тела R22 или альтернативный хладагент, кВт; N — время работы машины, ч; S_{II} — себестоимость производства холодильного оборудования; T — тариф на электроэнергию, долл. США/(кВт·ч); M_i — масса отдельных элементов холодильной установки, кг; $\mathcal{E}_i$ — энергетические эквиваленты конструкционных материалов, кВт·ч/кг.

В выполненных расчетах тарифную стоимость электроэнергии приняли равной 0,04 долл. США за 1 кВт·ч, а энергетический эквивалент для стали — 10,35 кВт·ч/кг. С учетом структуры производства электроэнергии в Украине эмиссию CO₂ при выработке 1 кВт·ч оценивали величиной $\beta = 0,7$ кг CO₂/(кВт·ч).

В связи с принятыми ранее допущениями, а также с различием в уровне потребляемой мощности для действительного компрессора и реальной холодильной машины значения составляющих TEWI_N будут существенно отличаться. Более того, объемы эмиссии парниковых газов при эксплуатации холодильных машин, использующих один и тот же компрессор и хладагент, не будут одинаковыми (см. табл. 1). Данный вывод подчеркивает широкие возможности применения эколого-термoeкономического метода анализа не только для выбора хладагента, но и при проведении эколого-энергетического аудита и менеджмента для оценки эффективности использования холодильного оборудования.

Анализируя структуру TEWI_N, следует отметить, что наибольший вклад в его величину вносят составляющая, характеризующая утечки хладагента (до 48% для R404A), эмиссия от эксергетических потерь в холодильном цикле (до 30% для R410B). Поэтому снижение уровня утечек рабочего тела из машины в случае применения галоидопроизводных хладагентов является реальным фактором уменьшения антропогенного влияния холодильной техники на окружающую среду. Расчеты показывают, что при ограничении уровня утечек хладагента до 5% в год эколого-термoeкономические показатели улучшаются в среднем на 20%. Поэтому государственный контроль за уровнем утечек хладагента должен быть приоритетным направлением в деятельности экологических служб [7].

На TEWI_N заметное влияние оказывает эмиссия диоксида углерода, связанная с затратами энергетических ресурсов на создание оборудования, — ΔTEWI_{э.к.}. Эту составляющую особенно важно учитывать при оценке перспектив применения пожароопасных и токсичных хладагентов в холодильном оборудовании малой мощности [11].

Из табл. 1 следует, что наиболее высокое качество использования энергетических ресурсов характерно для аммиачных холодильных машин, у которых самый низкий уровень эмиссии диоксида углерода от внутренних и внешних энергетических потерь, полно-

стью отсутствует прямой вклад в TEWI_N в связи с утечками аммиака при эксплуатации оборудования. Вследствие этих обстоятельств энергетические ресурсы используются с экологической точки зрения наиболее рационально. Так, TEWI_э для аммиачных машин достигает 60% TEWI_N, в то время как для холодильного оборудования на озонобезопасных галоидопроизводных хладагентах TEWI_э не превышает 40%. Таким образом, общая экологическая нагрузка на окружающую среду, которую в интегральной форме отражает TEWI_N для аммиачных машин существенно ниже, чем для других хладагентов. Коэффициент эколого-термoeкономического совершенства для машин, работающих на NH₃, почти в 2 раза выше, чем для оборудования, в котором применяются R22, R404A, R407C и R410A.

Вместе с тем реализация мероприятий по обеспечению пожаробезопасности холодильной установки увеличивает ее стоимость на 30% [10], а наличие контура с хладоносителем не только повышает стоимость приблизительно на 60%, но и приводит к весьма значительному (до 25%) возрастанию потребляемой мощности. Выполненные в рамках эколого-термoeкономического метода анализа расчеты показывают, что даже такое значительное повышение стоимости холодильного оборудования с промежуточным хладоносителем и понижение его эффективности не в состоянии изменить позитивной оценки перспектив применения аммиака, что наглядно демонстрирует табл. 2, где приведены значения эколого-термoeкономических характеристик для холодильной машины MBV3-2-2 при 5%-ном уровне утечек хладагента.

Таким образом, исследование показывает, что при экологической оценке целесообразности применения определенного хладагента необходимо рассчитывать полный эквивалент глобального потепления, учитывая все вклады в TEWI_N от энергетических затрат, связанных с получением искусственного холода.

В рамках эколого-термoeкономического метода анализа при рассмотрении максимально реалистичной модели холодильной машины выявлено, что новое поколение аммиачного холодильного оборудования будет оказывать существенно меньшее антропогенное влияние на окружающую среду по сравнению с холодильными машинами, использующими галоидопроизводные хладагенты.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Бродянский В.М., Фратшер В., Михалек К. Эксергетический метод и его приложения/Под. ред. В.М.Бродянского. - М.: Энергоатомиздат, 1988.
2. Железный В.П., Лысенко О.В. Эколого-энергетический анализ перспектив замены R22 альтернативными хладагентами//Холодильная техника. 1999. № 5.
3. Железный В.П. Принципы эколого-термoeкономического анализа эффективности холодильного оборудования при переходе на новые озонобезопасные хладагенты//Вестник международной академии холода. 2000. Вып. 1.
4. Основский В.В. Моделирование и оптимизация холодильных установок: Уч. пособие. - Л.: Изд-во Ленинградского университета, 1990.
5. Энергоэкологическая эффективность компрессорных агрегатов при работе на традиционных и альтернативных хладагентах/Г.К.Лавренченко, И.В.Волобуев, П.В.Железный, О.В.Лысенко// Холодильная техника и технология. 1999. Вып. 62.
6. Chumak I.G., Onisthchenko V.P., Zhelezny V.P. et al. New class of Lubricant Oils Soluble in ammonia // Preprints Joint meeting of the Int. Institute of Refrig. Section Band E «Natural Working Fluids'98» June 2-5, 1998, Oslo, Norway.
7. Dijkstra E., van de Velde T. How natural is cold in 2010? A global assessment of opportunities to use natural refrigerants in mechanical refrigeration between 2000 and 2010 in the Netherlands // Paper was presented at 20th Int. Congress of Refrigeration IIR/IIF, Sidney, Australia.
8. Douglas J.D., Braun J.E., Groll E.A., Tree D.R. A cost-based method for comparing alternative refrigerants applied to R22 systems // Int. J. Refrig. 1999. №22.
9. NH₃ — Joolermoglichf Irochenenexpansion und Fullmengenreduzierung// Kalte-und Klimatechn. 1992.- 45, №11.
10. Keller F.T., Sullivan L., Liang H. Assessment of propan in North American residential Air Conditioning // Proc. 1996 Int. Refrig. Conf. U.S., Purdue Univ., 1996.
11. Zhelezny V.P., Zhidkov V.V. Ecological Safety of Natural Refrigerants in Domestic Refrigerating Equipment: Illusions and Reality // Proc. 1998 Int. Refrig. Conf. at Purdue. - Purdue (USA): Purdue Univ. 1998.