

Д-р. техн. наук, проф., акад. МАХ
Г.К.ЛАВРЕНЧЕНКО,
 канд. техн. наук
И.В.ВОЛОБУЕВ,
 канд. техн. наук
П.В.ЖЕЛЕЗНЫЙ,
О.В.ЛЫСЕНКО
 Одесская
 государственная
 академия холода

TEWI-АНАЛИЗ КОМПРЕССОРНЫХ АГРЕГАТОВ ПРИ РАБОТЕ НА ТРАДИЦИОННЫХ И АЛЬТЕРНАТИВНЫХ ХЛАДАГЕНТАХ

The energetic-ecological aspects of using of traditional refrigerants (R717, R22) and alternative refrigerants (R404C, R410A, R410B) in big gross capacity compressor aggregate are considered in article. The real volume characteristics of the aggregates A110-7-2 and A110-2-2 on the base of compressor П110 are used for correct comparison. While using TEWI-analyses method we came to the conclusion that the compressor aggregates are effective when operating with the refrigerants under consideration.

Перед разработчиками холодильных машин и установок стоят достаточно сложные энергоэкологические задачи одновременного повышения их энергетической эффективности и снижения негативного воздействия применяемых хладагентов, хладоносителей и вспенивающих веществ на ход глобальных процессов. При решении таких задач целесообразно использовать в качестве критерия значение полного эквивалента глобального потепления TEWI (Total Equivalent Global Warming Impact) [9-10, 13].

В данной работе для оценки энерго-экологической эффективности компрессорного агрегата, работающего на различных хладагентах, применяется расширенная трактовка критерия TEWI, учитывающего энергетические, экологические и эксплуатационные затраты при производстве и использовании холодильного оборудования [4, 14]. При этом принимается во внимание и прямой вклад в TEWI хладагента от его эмиссии, и косвенный от энергетических затрат на эксплуатацию, создание оборудования и обеспечение мер пожаробезопасности:

$$TEWI_N = GWP_R L \tau + GWP_R m(1-\alpha) + GWP_A M + \beta E \tau + \sum_{i=1}^n \beta E_i, \quad (1)$$

где GWP_R , GWP_A — соответственно потенциалы глобального потепления хладагента и вспенивающего агента теплоизоляции; L — утечка хладагента, кг/год; τ — время эксплуатации оборудования, годы; m — масса хладагента в единице продукции, кг; α — доля утилизированного хладагента; M — масса хладагента для вспенивания

теплоизоляции, кг; β — эмиссия CO_2 при производстве 1 кВт·ч электроэнергии, кг CO_2 /(кВт·ч); E — годовые затраты электроэнергии на эксплуатацию оборудования, кВт·ч/год; E_i — затраты на создание оборудования и обеспечение мер пожаробезопасности, кВт·ч.

Для сравнения энерго-экологических характеристик как в рамках моделей термодинамических циклов, так и в приложении к реальным системам охлаждения по мере усложнения их технической реализации (компрессорный агрегат → компрессорно-конденсаторный агрегат → холодильная машина → холодильная установка) удобнее пользоваться не абсолютными значениями $TEWI_N$, а их удельными величинами, предложенными в работе [4] в следующем виде:

$$\overline{TEWI}_N = TEWI_N / TEWI_E; \quad (2)$$

$$TEWI = TEWI_N / (Q_0 \beta \tau), \quad (3)$$

где $TEWI_E = \beta E \tau + \sum_{i=1}^n \beta E_i$ — вклад в $TEWI_N$ от энергетических затрат на создание оборудования и его эксплуатацию; Q_0 — холодопроизводительность, кВт.

Цель настоящей работы — изучение в рамках TEWI-анализа энерго-экологических показателей компрессорного агрегата при его работе на хладагентах R717 и R22, а также в случае перевода его на альтернативные рабочие тела. В качестве последних как ретрофита R22 выбраны R407C, R410A и R410B.

В табл.1 подобно тому, как это сделано в работах [2, 5], приводятся в сравнении основные характеристики перечисленных рабочих веществ компрессорных агрегатов.

Из табл.1 видно, что оценки по ряду критериев (1-6) носят качественный характер и в некотором роде даже субъективны. Что же касается значений ODP и GWP, то и на их основе нельзя сделать

окончательный вывод об энерго-экологической эффективности конкретного хладагента. Обоснованное заключение относительно пригодности того или иного хладагента как рабочего тела компрессорного агрегата можно сделать только в рамках TEWI-анализа.

В качестве объекта исследований были выбраны компрессорные агрегаты A110-7-2 (аммиачный) и A110-2-2 (для R22), которые комплектуются одним и тем же непрямоточным сальниковым четырехцилиндровым компрессором П110 с V-образным расположением цилиндров. В аммиачный компрессорный агрегат входит маслоотделитель с маслоперепускным устройством, обеспечивающим автоматический возврат масла в картер компрессора.

Таблица 1

№ п/п	Критерий	Хладагент				
		Аммиак R717	R22	R407C (R32/R125/R134a) ¹⁾	R410A (R32/R125) ²⁾	R410B (R32/R125) ³⁾
1	Изученность	*****	****	**	**	**
2	Токсичность	*	***	***	***	***
3	Пожаробезопасность	**	****	****	***	***
4	Легкость обнаружения	*****	**	**	**	**
5	Стоимость обслуживания	****	****	***	***	***
6	Стоимость хладагента	*****	***	*	*	*
7	Потенциал ODP ⁴⁾	0	0,05	0	0	0
8	Потенциал GWP ⁵⁾	≈ 0	1600	1600	1890	2000

Примечание. Оценки: ***** — отлично; **** — хорошо; *** — удовлетворительно; ** — плохо; * — очень плохо.

¹⁾ Массовый состав, %: 23/25/52. ²⁾ Массовый состав, %: 50/50. ³⁾ Массовый состав, %: 45/55.

⁴⁾ Значения потенциала разрушения озонового слоя ODP относительно R11.

⁵⁾ GWP 100 лет.

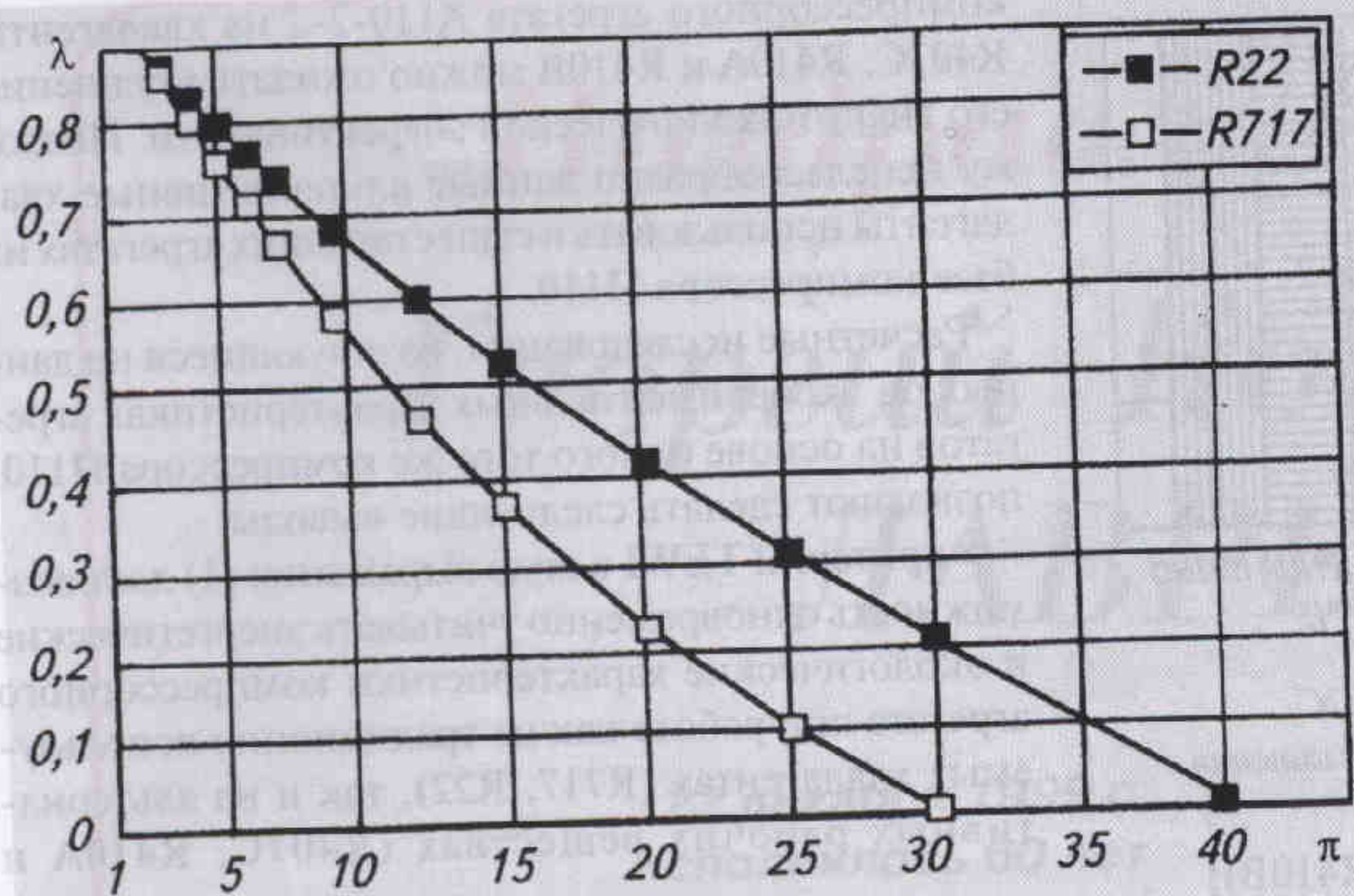


Рис. 1. Коэффициент подачи $\lambda = f(\pi)$ компрессора П110 при работе на R22 и R717

Для компрессорных агрегатов имеются зависимости холодопроизводительности Q_0 , потребляемой электрической мощности N_{el} от температуры кипения хладагента t_0 при варьировании температур конденсации t_k [8]. Данные экспериментов при работе агрегата на R717 и R22 использовались для установления зависимостей:

коэффициента подачи агрегата $\lambda(\pi) = V_r/V_h$;
электрического КПД $\eta_{el}(\pi) = N_s/N_{el}$,
где $\pi = p_k/p_0$ — степень повышения давления; V_r, V_h — часовые действительная и теоретическая производительности компрессора, м³/ч; p_k, p_0 — давления конденсации и кипения соответствующего хладагента, МПа; $N_s = \lambda(V_h/v_1)l_s$ — мощность адиабатного сжатия, кВт; v_1 — удельный объем хладагента на всасывании в компрессор, м³/кг; l_s — удельная адиабатная работа, кДж/кг.

Полученные в результате обработки экспериментальных данных функции $\lambda(\pi)$ и $\eta_{el}(\pi)$ представлены на рис. 1 и 2. Для описания указанных зависимостей полиномом принимали во внимание термодинамически обоснованное поведение функций $\lambda(\pi)$ и $\eta_{el}(\pi)$ в некоторых точках кривых. Из характера изменения функций $\lambda(\pi)$ и

$$\eta_{el}(\pi) = \frac{\lambda(V_h/v_1)l_s}{N_{el}} \quad (4)$$

следует, что, во-первых, при $\pi \rightarrow 1$ значение $\lambda \rightarrow \lambda_{\max}$, а согласно выражению (4) $\eta_{el} \rightarrow 0$, так как $l_s \rightarrow 0$; во-вторых, при $\pi \rightarrow \pi_{\max}$ значение $\lambda \rightarrow 0$, а поэтому в соответствии с выражением (4) и $\eta_{el} \rightarrow 0$. Это подтверждают графические зависимости (см. рис. 1, 2). Значение $\lambda(\pi)$ в диапазоне $1 < \pi < \pi_{\max}$ монотонно убывает с ростом π , а η_{el} имеет в этом диапазоне экстремум, так как на отрезке $[0, \pi_{\max}]$ дважды обращается в нуль. Значения $\lambda_{\max}$ для условий работы компрессорного агрегата на R717 и R22 определяли экстраполяцией графиков $\lambda(\pi)$ и $\eta_{el}(\pi)$ для компрессора П110, содержащихся в работе [7].

В итоге с учетом вышесказанного зависимости коэффициента подачи и электрического КПД от степени повышения давления π описаны в виде следующих полиномов:

для R717:

$$\lambda(\pi) = -0,410 + 1,434 \exp(-\pi/24,29); \quad (5)$$

$$\eta_{el}(\pi) = 0,856 - 1,876 \cdot 10^{-5} \cdot \pi^{2,5} - 0,0404 \cdot \pi^{0,5} \ln(\pi) - 2,327 e^{-\pi}; \quad (6)$$

для R22:

$$\lambda(\pi) = 0,942 - 0,0398 \pi^{0,5} \ln(\pi); \quad (7)$$

$$\eta_{el}(\pi) = 1,062 - 0,0256 \pi - 6,582 \pi^{-1,5} + 3,1706 \pi^{-2} \ln(\pi) + 5,544 \pi^{-2}. \quad (8)$$

Из сравнения функций $\lambda(\pi)$ и $\eta_{el}(\pi)$ для R717 и R22 следует, что их значения существенно различаются с ростом π , т.е. на объемные и энергетические характеристики компрессорных агрегатов А110-7-2 и А110-2-2, несмотря на использование одного и того же компрессора П110, влияет род рабочего тела. В связи с этим не удалось получить обобщенные функции $\lambda(\pi)$ и $\eta_{el}(\pi)$, описывающие характеристики агрегата при работе на различных хладагентах.

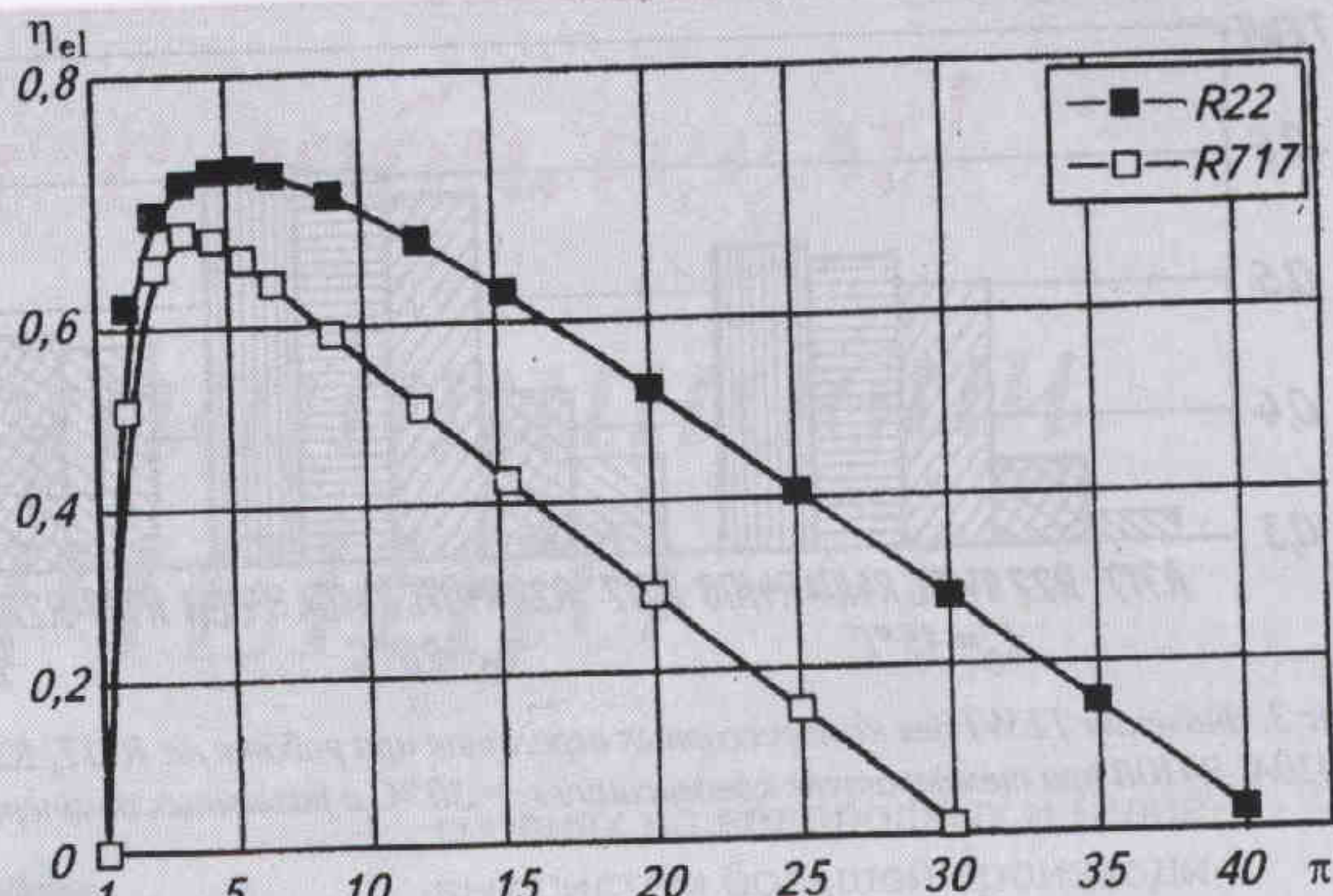


Рис. 2. Зависимость электрического КПД η_{el} от π компрессора П110 при работе на R22 и R717

Анализ показал, что для прогнозирования реальных объемных и энергетических характеристик компрессорного агрегата при использовании в нем альтернативных хладагентов R407C, R410A и R410B за основу следует брать зависимости $\lambda(\pi)$ и $\eta_{el}(\pi)$ для R22 как для вещества, близкого этим хладагентам по термодинамическим свойствам. В качестве источника предварительной информации по термодинамическим свойствам альтернативных хладагентов применяли данные фирмы «Дюпон», а более точные данные из работы [3] использовали для окончательного описания параметров термодинамических циклов на R407C, R410A и R410B.

При расчетах параметров циклов на неазеотропных смесях R407C, R410A и R410B в связи с наличием у них неизотермичности при фазовых переходах поступали следующим образом: температуры точек кипения, т.е. низшие температуры на изобарах p_k , отождествляли с температурами отвода теплоты термодинамического цикла; температуры точек росы, т.е. верхние температуры на изобарах p_0 , считали температурами подвода теплоты термодинамического цикла холодильной машины. Таким образом, указанным смесям в отличие от R717 и R22 при наличии изотермических верхнего и нижнего источников теплоты свойственна потеря от необратимости в процессах их конденсации и кипения.

Таблица 2

№ п/п	Показатель	Энерго-экологические характеристики агрегатов на базе компрессора П110 при использовании различных хладагентов ($t_k = 30^\circ\text{C}$ и $t_0 = -15^\circ\text{C}$)				
		R717	R22	R407C	R410A	R410B
1	$t_{\text{наг}}, ^\circ\text{C}$	110,0	81,6	100,7	107,5	104,5
2	$p_k, \text{кПа}$	1169,0	1190,8	1248,3	1885,0	1877,9
3	$p_0, \text{кПа}$	236,4	296,6	284,5	483,0	479,9
4	$G = \lambda(V_h/v_1), \text{кг/с}$	0,124	0,773	0,716	1,164	1,072
5	$Q_0, \text{кВт}$	138,6	130,0	123,9	210,3	190,0
6	$N_{el}, \text{кВт}$	44,3	42,1	56,7	102,0	93,1
7	ε_{el}	3,13	3,09	2,18	2,06	2,04
8	$\text{TEWI}_N \cdot 10^{-4}, \text{кгCO}_2$	272,8	274,5	364,5	650,8	597,7
9	$(\text{TEWI}_N + 2\%) \cdot 10^{-4}, \text{кгCO}_2$	272,8	278,1	367,7	655,7	602,9
10	$(\text{TEWI}_N + 5\%) \cdot 10^{-4}, \text{кгCO}_2$	272,8	282,9	372,51	663,1	610,7
11	$(\text{TEWI}_N + 10\%) \cdot 10^{-4}, \text{кгCO}_2$	272,8	290,9	380,5	675,4	623,7
12	$\overline{\text{TEWI}}_N$	1,0	1,062	1,046	1,039	1,046
13	$\overline{\text{TEWI}}_N + 2\%$	1,0	1,074	1,055	1,047	1,055
14	$\overline{\text{TEWI}}_N + 5\%$	1,0	1,093	1,069	1,059	1,068
15	$\overline{\text{TEWI}}_N + 10\%$	1,0	1,124	1,092	1,078	1,091
16	$\text{TEWI} + 2\%$	0,321	0,349	0,484	0,508	0,517
17	$\text{TEWI} + 5\%$	0,321	0,355	0,490	0,514	0,524
18	$\text{TEWI} + 10\%$	0,321	0,365	0,501	0,524	0,535

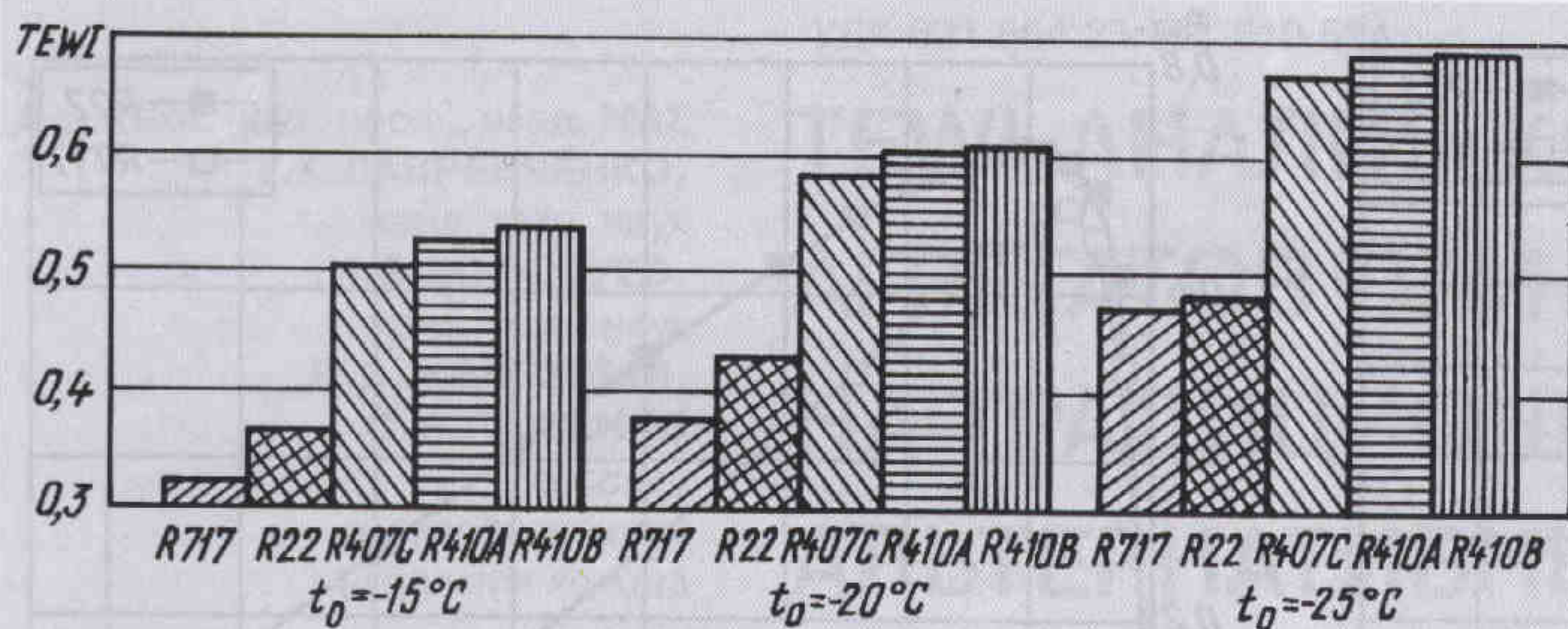


Рис. 3. Значения TEWI для компрессорных агрегатов при работе на R717, R22, R407C, R410A, R410B при температуре конденсации $t_k = 30^\circ\text{C}$ и различных температурах кипения

Таблица 3

Составляющие TEWI _N + 10%	Относительные значения составляющих TEWI _N для компрессорного агрегата при его работе на различных хладагентах, % общего значения				
	R717	R22	R407C	R410A	R410B
$GWP_R L\tau$	0	5,5	4,2	3,6	4,2
$GWP_R m(1 - \alpha)$	0	5,5	4,2	3,6	4,2
$\beta E\tau$	99,6	88,7	91,4	92,6	91,5
$\sum_{i=1}^n \beta E_i$	0,4	0,3	0,2	0,2	0,1

Результаты расчетов абсолютных величин TEWI и их относительных значений согласно выражениям (1)–(3) сведены в табл. 2.

Как следует из выражения (1), на величину TEWI_N и ее удельное значение прямым образом влияет утечка хладагента, за исключением R717, который характеризуется $GWP_R \approx 0$ (см. табл. 1). В ходе расчетов нами предполагалась десятилетняя эксплуатация компрессора без утилизации хладагента и при ежегодных его утечках 2, 5 и 10 %. В табл. 2 указаны значения TEWI_N + x, TEWI_N + x и TEWI + x, где x – соответствующая относительная величина утечки.

В последнее слагаемое в выражении (1) входят значения E_i как затраты на создание оборудования и обеспечение мер пожаробезопасности. Значение E_i для компрессорного агрегата известной конструкции рассчитывали с использованием рекомендаций, содержащихся в работах [1, 14]. Для определения E_i применяли значения энергоемкостей единицы материалов, из которых изготовлены компрессор со всасывающим и нагнетательным вентилем, муфта, электромотор, маслоотделитель (только для R717) и рама агрегата.

Кроме того, при расчетах абсолютных и удельных значений TEWI_N вводили дополнительные затраты энергии на обеспечение мер пожаробезопасности. Нами принимались во внимание рекомендации [12], согласно которым обеспечение условий пожаробезопасной эксплуатации оборудования приводит к его удорожанию на 30 %. Поэтому последнее слагаемое при TEWI-анализе аммиачного компрессорного агрегата увеличивалось окончательно в 1,3 раза.

Из анализа табл. 3 следует, что наибольший вклад в величину TEWI обусловлен затратами электроэнергии на производство холода. Поэтому повышение эффективности реального цикла холодильной машины, характеризуемой при определенных t_k и t_0 величиной электрического холодильного коэффициента ϵ_{el} , является одной из важнейших задач в решении энерго-экологических проблем.

На рис. 3 представлены гистограммы TEWI для трех режимов работы компрессорного агрегата, использующего в качестве хладагентов R717, R22, R407C, R410A и R410B. Из сравнения значений TEWI следует, что наилучшие энерго-экологические характеристики имеет R717 как рабочее вещество компрессорного агрегата A110-7-2. Ему несколько уступает R22 при его использовании в агрегате A110-2-2, причем с понижением t_0 при неизменном t_k различие в TEWI уменьшается. Это обусловлено тем, что с ростом π снижаются объемные и энергетические потери в компрессорном агрегате при работе на R22 по сравнению с R717 (см. рис. 1 и 2). При переводе

компрессорного агрегата A110-2-2 на хладагенты R407C, R410A и R410B можно ожидать ухудшения его энерго-экологической эффективности. Поэтому нецелесообразно данные альтернативные хладагенты использовать в существующих агрегатах на базе компрессора П110.

Расчетные исследования, базирующиеся на данных об экспериментальных характеристиках агрегатов на основе одного того же компрессора П110, позволяют сделать следующие выводы:

- критерий TEWI в виде выражения (1) дает возможность одновременно учитывать энергетические и экологические характеристики компрессорного агрегата при работе как на традиционно используемых хладагентах (R717, R22), так и на альтернативных рабочих веществах (R407C, R410A и

R410B);

- при невысоких значениях GWP_R для сравниваемых хладагентов в величине TEWI_N главную роль играет энергетическая составляющая производства холода. Это особенно ярко проявляется в применении к аммиаку. Поэтому важны целенаправленные меры по повышению эффективности аммиачных холодильных машин наряду с уменьшением их массовой заправки и снижением пожароопасности [5];

- в связи с тем что альтернативные хладагенты R407C, R410A и R410B во всевозрастающих объемах будут использоваться для замены R22 [6], необходима разработка специальных компрессоров с уменьшенными объемными и энергетическими потерями при работе именно на этих хладагентах. При создании холодильных машин и установок следует стремиться максимально использовать некоторые благоприятные свойства данных хладагентов, такие как более высокая холодопроизводительность компрессорного агрегата, высокие коэффициенты теплоотдачи, что особенно свойственно хладагентам R410A и R410B.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Гнідой М.В., Куц Г.О., Терещук Д.А. Метод розрахунку повних енергетичних витрат на виробництво продукції // Екотехнології і ресурсосбереження, 1997, № 5.
2. Железний В.П., Жидков В.В. Эколого-энергетические аспекты внедрения альтернативных хладагентов в холодильной технике. – Донецк: Изд-во "Донбасс", 1996.
3. Железний В.В. Исследования фазовых равновесий и термодинамических свойств смесевых хладагентов на основе R32, R125, R143a: Автореф. кандидатской диссертации: Одесская государственная академия холода, 1999.
4. Железний В.В., Лысенко О.В. Эколого-энергетический анализ перспектив замены R22 альтернативными хладагентами // Холодильная техника и технология, 1998. Вып.58.
5. Калинин И.М. Расширение области применения аммиачных холодильных машин // Холодильная техника. 1996. №5.
6. Хаджемиров С. Последние новости от фирм Copeland и Alco Controls // Холодильная техника. 1999. № 7.
7. Холодильные компрессоры // Справочник. – М.: Легкая и пищевая промышленность, 1981.
8. Холодильные машины // Справочник. – М.: Легкая и пищевая промышленность, 1982.
9. 9-th informatory note on CFCs, refrigeration and HCFCs: International Institute of Refrigeration. – Paris, France, 1993.
10. 12-th informatory note on CFCs and refrigeration, fluorocarbons and global warming: International Institute of Refrigeration. – Paris, France, 1997.
11. Fisher S.K., Fairchild P.P., Hughes P.S. Global warming implications of replacing CFC // ASHRAE Journal, April 1992.
12. Keller F.J., Sullivan L. Assessment in North American Residential Air Conditioning // Proc. 1998 Int. Refrig. Conf. at Purdue. – Purdue Univ. – Purdue (USA). 1998.
13. Lucas L. A new challenge: from the ozone layer to the greenhouse effect // International Congress "Energy efficiency in refrigeration and global warming impact". – Belgium, 1993.
14. 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 Univ. – Purdue (USA). 1998.