

УДК 620.9: 657.471

Братуга Э.Г., Харлампиди Д.Х.*, Шерстюк А.В.

**ОБОБЩЕННЫЕ ЗАВИСИМОСТИ ДЛЯ АНАЛИЗА ЭФФЕКТИВНОСТИ
ЦИКЛОВ ПАРОКОМПРЕССИОННЫХ ХОЛОДИЛЬНЫХ
И ТЕПЛОНАСОСНЫХ УСТАНОВОК**

*Национальный технический университет «ХПИ»,
* ИПМаш НАН Украины*

Постановка задачи и актуальность проблемы

Анализ эффективности термодинамических циклов холодильных (ХУ) и теплонасосных установок (ТНУ) проводится с целью поиска рабочего вещества, способного обеспечить требуемые параметры работы установки при заданных внешних условиях, а также для выбора соответствующей технологической схемы.

При выборе рабочего вещества, кроме аспектов экологической безопасности, которым в последнее время уделяется достаточно большое внимание [1], определяющее значение, в конечном счете, имеют теплофизические свойства, от которых непосредственно зависят энергетические и технико-экономические показатели.

Традиционно рабочие вещества сравнивают по уровню теоретической эффективности при работе установки по стандартному циклу. Такое сопоставление не совсем корректно. По мнению Г. Лоренцена [2] для повышения эффективности важнее приспособить цикл к свойствам рабочего вещества, чем требовать, чтобы хладагент соответствовал неким стандартным условиям работы установки.

В работе [3] А.В. Быковым предложена система термодинамических комплексов для оценки перспективности применения хладагентов и выбора соответствующей конфигурации термодинамического цикла, структуры технологической схемы ХУ и ТНУ. Так, к примеру, вид цикла в основном зависит от соотношения относительных теплоемкостей насыщенной жидкости $\bar{c}'_p = c'_p / r_0$ и перегретого пара $\bar{c}_p = c_p / r_0$. При малых значениях \bar{c}_p по сравнению с \bar{c}'_p целесообразно использовать циклы с промежуточным охлаждением сжимаемого пара жидким хладагентом, а также регенеративные циклы. При больших значениях \bar{c}'_p повышается эффективность циклов с многократным дросселированием хладагента. При анализе конструктивных характеристик ХУ и ТНУ основными факторами являются молекулярная масса, уровень давления пара, критическая температура.

Цель исследования

Следует отметить, что использование термодинамических комплексов для прогнозирования и анализа характеристик ХУ и ТНУ требует от проектировщика достаточно большого опыта и интуиции. Полученные зависимости не обладают наглядностью, поскольку только косвенно отражают влияние теплофизических характеристик хладагента на энергетическую эффективность и конструктивные параметры установки.

Для предпроектного анализа ХУ и ТНУ важно иметь обобщенную зависимость, которая комплексно учитывала бы влияние теплофизических свойств хладагента, тем-

пературные границы цикла и потери давления по тракту циркуляции хладагента на энергетическую эффективность. Наличие такой зависимости на этапе предпроектного анализа позволит проводить направленный поиск рабочих веществ для заданных температурных границ цикла и заданного уровня гидравлических потерь по тракту одноступенчатой ХУ или ТНУ, при этом комплексно оценивая ее энергетическую эффективность.

Попытка представить коэффициент преобразования ТНУ в виде функции от критерия Клаузиуса, характеризующего теплофизические свойства хладагента и величину потерь давления в испарителе, конденсаторе и во всасывающей линии предпринята нами в работе [4].

$$\mu = 2,78 \cdot Kl_K^{0,302} \cdot \Delta P_{и}^{-0,025} \cdot \Delta P_K^{0,001} \cdot \Delta P_{вс}^{-0,055}, \quad (1)$$

где $Kl_K = \frac{r_k}{c_p'(T_k - T_0)}$ – критерий Клаузиуса; r_k – удельная теплота фазового перехода

при температуре конденсации T_k ; c_p' – удельная теплоемкость жидкости при T_k ; T_0 – температура испарения, К; $\Delta P_{и}$ – величина потерь давления в испарителе, кПа; ΔP_K – падение давления в конденсаторе, кПа; $\Delta P_{вс}$ – гидравлическое сопротивление линии всасывания, кПа;

Зависимость (1) получена по результатам однофакторного численного эксперимента и справедлива для ряда неазеотропных смесей R407C, R404A, R410A, применяемых в ТНУ.

Чтобы прогнозировать эффективность ХУ и ТНУ в реальных условиях эксплуатации, данных однофакторного эксперимента явно недостаточно. Следует учитывать взаимное влияние факторов. Для этой цели необходимо воспользоваться методами теории планирования эксперимента [5].

Основное содержание

При формировании обобщенной зависимости на основе результатов многофакторного активного эксперимента имеет смысл число Клаузиуса относить не к разности температур конденсации и испарения, как это представлено в формуле (1), а к критической температуре хладагента $T_{кр}$. Это позволит отдельно оценить степень влияния теплофизических свойств рабочего вещества и температур испарения и конденсации на показатель энергетической эффективности. В случае ХУ таким показателем является холодильный коэффициент ϵ , в случае с ТНУ – это коэффициент преобразования μ . Зависимость модифицированного критерия Клаузиуса Kl^* от температуры представлена на рис. 1.

Отсутствие определяющих термодинамических критериев, имеющих постоянное конкретное числовое значение и обобщающих теплофизические свойства рабочего вещества, требует при формировании такой зависимости введения упрощающих допущений. Так, помимо критерия Kl^* , на термодинамическую эффективность цикла оказывает влияние критерий $L = c_p''/c_p'$, характеризующий относительный наклон пограничных кривых, который вычисляется как отношение теплоемкостей насыщенного пара c_p'' и жидкости c_p' . Критерий L фактически показывает результативность применения регенерации в цикле. Поскольку оба эти критерия, являются зависимыми от c_p' и оценить

степень влияния каждого в отдельности на эффективность невозможно, далее в качестве основного критерия, характеризующего теплофизические свойства рабочего вещества, будет использован критерий Kl^* . К числу независимых факторов также отнесем $T_k, T_0, \Delta P_{и}, \Delta P_{к}, \Delta P_{вс}$.

На основании метода планирования эксперимента Бокса-Бенкена [5] составлена матрица, включающая 49 отдельных опытов. Для учета неизобарности процессов испарения и конденсации в цикле использовалась методика, описанная нами ранее в работах [6–8]. Для расчета индикаторного КПД поршневых компрессоров использовались рекомендации работы [9]. Величины потерь давления по тракту хладагента назначались с учетом реальных значений потерь давления, имеющих место при эксплуатации холодильных машин и тепловых насосов [10,11]. Теплофизические свойства хладагентов определялись при помощи базы данных REFPROP, Cool Pack, Solkane.

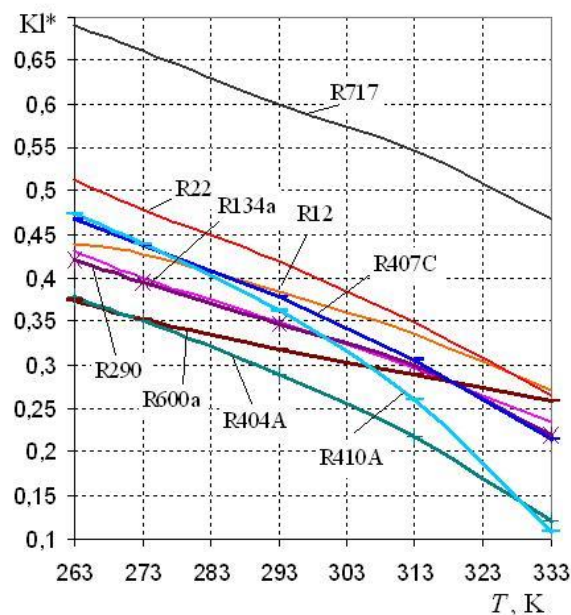


Рисунок 1 – Зависимость критерия Клаузиуса Kl^* от температуры для различных хладагентов

Ниже приведены обобщенные зависимости для определения коэффициента преобразования ТНУ

$$\mu = 7,3128 + 1,6636 \cdot Kl^* - 0,0683 \cdot T_k + 0,0807 \cdot T_0 - 0,0025 \cdot \Delta P_{и} - 0,0004 \cdot \Delta P_{к} - 0,0071 \cdot \Delta P_{вс} \quad (2)$$

и холодильного коэффициента

$$\varepsilon = 6,3129 + 1,6636 \cdot Kl^* - 0,0683 \cdot T_k + 0,0807 \cdot T_0 - 0,0025 \cdot \Delta P_{и} - 0,0004 \cdot \Delta P_{к} - 0,0071 \cdot \Delta P_{вс} \quad (3)$$

Уравнения (2) и (3) справедливы в следующем диапазоне изменения факторов: критерий Клаузиуса $Kl^* = 0,271 \div 0,596$; потери давления в испарителе $\Delta P_{\text{и}} = 20 \div 60$ кПа; падение давления в конденсаторе $\Delta P_{\text{к}} = 10 \div 40$ кПа; гидравлическое сопротивление линии всасывания $\Delta P_{\text{вс}} = 20 \div 50$ кПа; $T_{\text{к}} = 30 \div 65$ °C; $T_0 = -30 \div 10$ °C.

Как видно, уравнения (2) и (3) отличаются только первым коэффициентом, что естественно, поскольку $\mu = \varepsilon + 1$, однако степень влияния факторов на μ и ε имеет некоторые отличия.

В табл. 1 приведена оценка степени влияния варьируемых факторов на ε и μ соответственно, полученная с помощью функций влияния [3, 12]. Функция влияния $\partial z / \partial j$ оценивает на сколько изменится функция z при известном изменении какого-либо из параметров j . Знак минус указывает на обратную пропорциональность z и j , а знак плюс – прямую. Как видно из табл. 1, степень влияния гидравлических сопротивлений в конденсаторе на холодильный коэффициент значительно больше, чем на коэффициент преобразования. Это можно объяснить тем, что теплота конденсации $r_{\text{к}}$ в результате неизобарного процесса увеличивается намного больше, чем возрастает мощность компрессора, затрачиваемая на преодоление гидравлического сопротивления конденсатора. Так, для R134a увеличение $\Delta P_{\text{к}}$ от 0 до 60 кПа приводит к росту $r_{\text{к}}$ на 1,35%, в то время как мощность, затрачиваемая на сжатие, возрастает на 0,33%. При этом дополнительно затрачиваемая мощность только увеличивает тепловую нагрузку конденсатора при постоянной холодопроизводительности.

Таблица 1 – Анализ влияния факторов на ε и μ

Фактор	Степень влияния на ε	Степень влияния на μ
Kl^*	0,1291	0,1301
$T_{\text{к}}$	-0,5529	-0,5516
T_0	0,7514	0,7508
$\Delta P_{\text{и}}$	-0,0214	-0,020
$\Delta P_{\text{к}}$	-0,0014	-0,0008
$\Delta P_{\text{вс}}$	-0,0476	-0,0467

Как видно из табл. 1, гидравлические сопротивления в элементах трубной обвязки одноступенчатой схемы ХУ и ТНУ оказывают, хотя и меньшее, чем другие факторы влияние на энергетическую эффективность, в тоже время пренебрегать их влиянием нельзя. В связи с этим представилось целесообразным провести анализ чувствительности коэффициента преобразования ТНУ к влиянию гидравлических потерь по тракту циркуляции хладагента. Применительно к холодильным установкам такой анализ нами проведен в работе [7].

Для этого введем показатель чувствительности μ'/μ , представляющий собой отношение значения коэффициента преобразования μ' , вычисленное с учетом влияния гидравлических сопротивлений, к значению μ без учета таковых. Обобщенное уравнение для анализа показателя μ'/μ от указанных выше факторов и соответствующего диапазона их изменений имеет следующий вид

$$\frac{\mu'}{\mu} = 0,9853 - 0,0624 \cdot KI^* + 0,0012 \cdot T_k + 0,0016 \cdot T_0 - \\ - 0,0006 \cdot \Delta P_u - 7,2 \cdot 10^{-5} \cdot \Delta P_k - 0,002 \cdot \Delta P_{вс}.$$

В табл. 2 приведена оценка степени влияния варьируемых факторов на показатель μ'/μ .

Таблица 2 – Анализ влияния факторов на μ'/μ

Фактор	Степень влияния
KI^*	-0,1331
T_k	0,3809
T_u	0,5133
ΔP_u	-0,1873
ΔP_k	0,0023
$\Delta P_{вс}$	-0,4520

В современных конструкциях ХУ и ряда ТНУ осуществляется перегрев паров хладагента перед сжатием в компрессоре. Применение в схеме ХУ или ТНУ регенеративного теплообменника (РТ) продиктовано двумя факторами. Первый фактор – это обеспечение сухого хода компрессора и возврата масла из испарителя. Второй связан с тем, что при использовании некоторых хладагентов имеет место повышение энергетической эффективности ХУ и ТНУ. Известно [3], что охлаждение жидкости перед регулирующим вентилем за счет перегрева пара приводит к снижению потерь от необратимости в процессе дросселирования. Кроме того, величина перегрева оказывает непосредственное влияние на коэффициент подачи λ , являющийся показателем конструктивного совершенства компрессора. С увеличением перегрева λ растет, при этом тем значительнее, чем ниже T_0 [13].

На результативность перегрева оказывают влияние теплофизические свойства хладагента, уровень температурных границ цикла, гидравлические сопротивления по тракту РТ, а также его эффективность. При этом под эффективностью РТ понимается [15, 16]

$$\eta_{РТ} = \frac{T_{ВЫХ}^{пар} - T_{ВХ}^{пар}}{T_{ВХ}^{ж} - T_{ВХ}^{пар}} \cdot 100\% ,$$

где $T_{ВХ}^{пар}$, $T_{ВЫХ}^{пар}$ – температура пара на входе и выходе из РТ; $T_{ВХ}^{ж}$ – температура жидкости на входе в РТ.

Известно [14], что с ростом перегрева пара в РТ для большинства хладагентов и при соответствующих режимах работы ХУ плотность пара на всасывании в компрессор может уменьшаться. При этом уменьшается массовый расход хладагента, возрастают потери давления пара в РТ, что при заданном компрессоре приводит к увеличению удельной работы сжатия из-за снижения давления при всасывании. Таким образом, принятие решения об эффективности применения регенерации требует анализа большего числа факторов. Если влияние перегрева на коэффициент подачи можно оценить

только по результатам натурального эксперимента, то для оценки влияния перегрева на холодильный коэффициент целесообразно использовать многовариантный расчет параметров термодинамического цикла.

С целью проведения обобщенного анализа зависимости холодильного коэффициента регенеративного цикла от основных определяющих факторов в настоящей работе численно исследованы термодинамические режимы работы ХУ, содержащей РТ.

На рис. 2 приведены зависимости величины $\epsilon_{рт}/\epsilon$, представляющей отношение холодильного коэффициента регенеративного цикла к холодильному коэффициенту простого одноступенчатого цикла, от эффективности $\eta_{рт}$ при различных значениях KI^* . Зависимости получены для различных температурных границ цикла при постоянных значениях величины перегрева в испарителе $\Delta T_{пер}'' = 5 \text{ }^\circ\text{C}$, величины переохлаждения в конденсаторе $\Delta T_{по} = 2 \text{ }^\circ\text{C}$. Величина потерь давления во всасывающей линии $\Delta P_{вс}$ эквивалентна заданному снижению температуры испарения на $0,5 \text{ }^\circ\text{C}$.

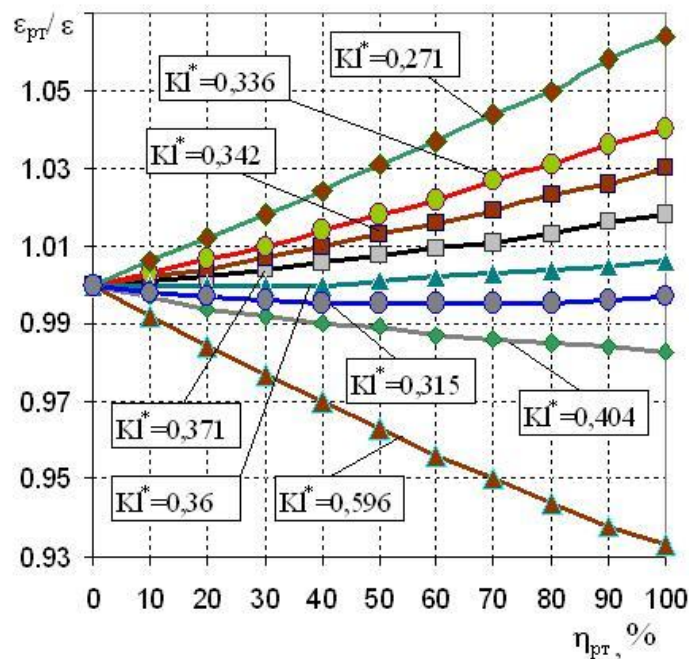


Рисунок 2 – Зависимость показателя $\epsilon_{рт}/\epsilon$ от $\eta_{рт}$ для различных значений Клаузиуса при $T_0 = -10^\circ\text{C}$; $T_k = 35 \text{ }^\circ\text{C}$

Зависимости, аналогичные показанным на рис. 2, были получены (во втором варианте) при $T_0 = 0^\circ\text{C}$; $T_k = 45 \text{ }^\circ\text{C}$ и при $T_0 = 10 \text{ }^\circ\text{C}$; $T_k = 55 \text{ }^\circ\text{C}$ (в третьем варианте).

Анализ полученных зависимостей показал, что при снижении KI^* величина $\epsilon_{рт}/\epsilon$, характеризующая результативность перегрева, возрастает. Для хладагентов с малыми значениями KI^* при сохранении постоянной разности между температурой испарения и конденсации в цикле ($T_k - T_0 = 45 \text{ }^\circ\text{C}$) и одновременном увеличении T_0 и T_k величина $\epsilon_{рт}/\epsilon$ возрастает. В целом характер изменения $\epsilon_{рт}/\epsilon$ от KI^* при постоянном значении $\eta_{рт}$ носит монотонный характер. Исключение составляет хладагент R410A ($KI^* = 0,315$), являющийся неazeотропной смесью.

Для детального анализа влияния теплофизических свойств на эффективность применения регенерации на рис. 3 приведены расчетные диаграммы относительной величины изменения холодильного коэффициента цикла с РТ $\Delta\epsilon$ от KI^* . Зависимости получены при постоянной величине $\eta_{РТ} = 50\%$ и различных температурных границах цикла. Как видно из рис. 3, при увеличении температур испарения и конденсации имеет место неодинаковый характер изменения $\Delta\epsilon$ для хладагента R410A ($KI^* = 0,315$). Для этого хладагента, по всей вероятности, определяющее значение на эффективность регенерации оказывает критерий $L = c_p''/c_p'$, который при обобщении результатов не учитывался.

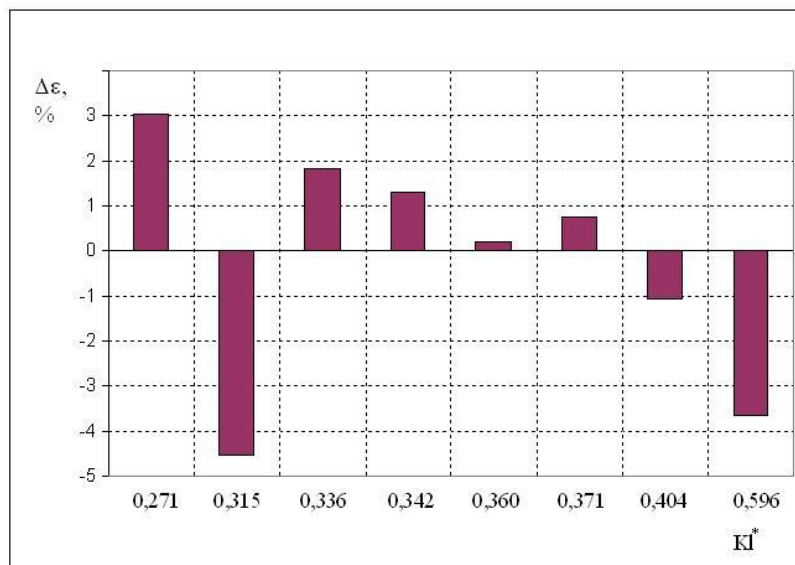


Рисунок 3 – Зависимость $\Delta\epsilon$ от KI^* при $T_0 = -10^\circ\text{C}$; $T_k = 35^\circ\text{C}$

Данные, аналогичные представленным на рис. 3, были получены и для варианта $T_0 = 0^\circ\text{C}$; $T_k = 45^\circ\text{C}$ и для варианта когда $T_0 = 10^\circ\text{C}$; $T_k = 55^\circ\text{C}$.

Выводы

1. По результатам численных исследований не установлено существование оптимальной величины перегрева, соответствующей максимальному значению коэффициента преобразования ТНУ. Максимальные значения μ_{max} , полученные в работе [17], при варьировании величины перегрева пара, а также температуры испарения при сохранении постоянными температурных границ цикла в данном случае следует объяснить приближением температуры конденсации к критической температуре, что, как известно, приводит к уменьшению теплоты парообразования и снижению эффективности.

2. Рост величины потерь давления по тракту паровой линии РТ приводит к незначительному увеличению переохлаждения жидкости и, тем самым, снижению температуры хладагента перед регулирующим вентилем. Однако, с другой стороны, оно же вызывает более значительный рост температуры в конце процесса сжатия.

3. Полученные обобщенные зависимости позволяют комплексно оценить влияние теплофизических свойств рабочих веществ и режимных параметров на энергетическую эффективность ХУ и ТНУ, дают возможность выявить области предпочтительно-

го использования перспективных рабочих веществ и для заданных теплофизических характеристик рабочего вещества сформировать соответствующие рациональные геометрические характеристики теплообменных аппаратов и трубной обвязки установки.

Литература

1. Желєзний В.П. Вибір сервісних холодоагентів / В.П.Желєзний, Н.П. Биковець, О.Я. Хлієва, А.Б. Суходольська, Д.М. Султангулов // Холод.– 2004.– №5.– С. 8–14.
2. Лоренцен Г. Холод, энергия и окружающая среда//Холодильная техника. – 1991.– №5.– С. 3–6.
3. Быков А.В. Холодильные машины и тепловые насосы / А.Б. Быков, И.М. Калнинь, А.С. Крузе. – М.: Агропромиздат. – 1988.–287 с.
4. Харлампи́ди Д.Х. Обобщенная зависимость для расчета коэффициента преобразования теплового насоса // Восточно-европейский журнал передовых технологий.– 2007.– №5/4(29).– С. 70–72.
5. Джонсон Н. Статистика и планирование эксперимента в технике и науке: Методы планирования эксперимента / Н. Джонсон, Ф. Лион. – М.: Мир.– 1981.– 520 с.
6. Братута Э.Г. Влияние неизобарности процессов конденсации и испарения на энергетические показатели холодильных машин и тепловых насосов / Э.Г. Братута, Д.Х. Харлампи́ди, Шерстюк В. Г //Восточно-европейский журнал передовых технологий.– 2006.– №3/3(21).– С. 91–93.
7. Братута Э.Г., Харлампи́ди Д.Х, Шерстюк В.Г. Влияние гидравлических сопротивлений на энергетическую эффективность цикла холодильной машины в зависимости от сложности ее технологической схемы /Э.Г. Братута, Д.Х. Харлампи́ди, В.Г. Шерстюк // Труды Одесского политехнического университета.– 2007.– № 1(27).– С. 98–104.
8. Харлампи́ди Д.Х. Влияние структурной сложности технологической схемы на термодинамическое совершенство теплонасосных установок // Технические газы. – №3.– 2009.– С. 45–52.
9. Cicenkov R. Work Characteristics of Reciprocating Compressor for Refrigeration System Developed With Computer Simulation/ R. Cicenkov, V. Cicenkov // International Congress of Refrigeration, Beijing (China).– 2007.– P. 1–8.
10. Зеликовский И.Х. Малые холодильные машины / И.Х. Зеликовский Л.Г. Каплан / Справочник. – 3 е изд. перераб. и доп. – М.: Агропромиздат, 1989.– 672 с.
11. Нимич Г.В. Современные системы вентиляции и кондиционирования воздуха/ Г.В. Нимич, В.А. Михайлов, Е.С. Бондарь – К.: Аванпост Прим, 2003.– 626 с.
12. Калнинь И.М. Критерии эффективности холодильных систем // Холодильная техника.– №5.– 1978.– С. 6–12.
13. Везиришвили О.Ш. Характеристики парокompрессионных холодильных машин в режиме теплонасосных установок // Холодильная техника.– 1984.– №8.– С. 7–9.
14. Калнинь И.М. Энергетическая эффективность одноступенчатой компрессорной системы/ И.М. Калнинь, А.А. Лебедев, С.Л. Серова // Прогрессивные методы исследования и проектирования холодильного и компрессорного оборудования. Тематический сборник трудов ВНИИхолодмаш.– 1988.– С. 3–8.

15. Domanski P.A. Evaluation of suction-line/liquid-line heat exchanger in the refrigeration cycle / P.A. Domanski, D.A. Didion // International Journal of Refrigeration.– 1994.– Vol. 17.– № 7. – P. 487–493.

16. Klein S.A. Refrigeration System Performance using Liquid-Suction Heat Exchangers/ S.A. Klein, D.T. Reindal, K. Brownell//International Journal of Refrigeration. – 2000.– Vol. 23.– № 8.– P. 588–596.

17. Чайченец Н.С. Способы повышения эффективности теплонасосных сушильных установок // Холодильная техника.– 1987.– №7.–С. 15–20.

УДК 620.9: 657.471

Братуга Е.Г., Харлампіди Д.Х., Щерстюк О.В

**УЗАГАЛЬНЕНІ ЗАЛЕЖНОСТІ ДЛЯ АНАЛІЗУ ЕФЕКТИВНОСТІ ЦИКЛІВ
ПАРОКОМПРЕСІЙНИХ ХОЛОДИЛЬНИХ ТА ТЕПЛОНАСОСНИХ
УСТАНОВОК**

Отримано узагальнені залежності, що дозволяють комплексно оцінювати вплив теплофізичних властивостей та режимних параметрів на енергетичну ефективність холодильних та теплонасосних установок. Виконано розрахункове дослідження впливу регенерації у циклі на енергетичну ефективність холодильної установки у широкому діапазоні температур випаровування та конденсації для різних холодоагентів.

Bratuta E.G., Kharlampidi D.Kh., Sherstyuk A.V.

**A GENERALIZED PERFORMANCES FOR ANALYSIS OF EFFECTIVENESS
OF A VAPOUR COMPRESSION REFRIGERATION PLANTS AND HEAT PUMP
INSTALLATIONS**

A generalized performances for complex estimate of the influence of thermalphysics properties of working fluids on the energy effectiveness of refrigeration plants and heat pump installations have been found. The calculation investigation of the influence of suction-line/liquid-line heat exchanger in the refrigeration cycle on the energy effectiveness of refrigeration plant and in the wide range of change of the evaporation and condenser temperatures for different refrigerants have been taken into account.