

УДК 628.8

Эксергетический анализ теплового насоса для условий Северо-запада России

Канд. техн. наук **Мальшев А.А.** malyshev46@list.ru

Киреев В.С. kireew.vladislav@gmail.com

Университет ИТМО

191002, Санкт-Петербург, ул. Ломоносова, 9

В последние годы тепловые насосы широко применяются для решения различных задач теплоснабжения. В ряде случаев тепловые насосы (ТН) по технико-экономическим и термодинамическим показателям имеют преимущества перед другими типами теплоснабжения: традиционными котельными, электроподогревателями, централизованной подачей тепловой энергии от ТЭЦ. Считалось, что область применения тепловых насосов ограничивается южными либо центральными регионами с достаточно высокими значениями температур низко потенциальных источников настоящее время, появились данные о широком использовании ТН в странах Скандинавии и северной Европы с достаточно суровым климатом. Имеется опыт применения тепловых насосов условиях России. При этом открытым остается вопрос оценки эффективности. ТН – достаточно новое направления теплоэнергетики хотя принципы их работы давно известны. В данной работе приводится попытка применения методологии эксергетического анализа для оценки термодинамической эффективности цикла теплового насоса для отопления коттеджа с использованием низко потенциальной теплоты Балтийского моря.

Ключевые слова: эксергетический анализ, тепловой насос, термодинамическая эффективность, термодинамический цикл, технико-экономические, показатели, теплоснабжение.

DOI:10.17586/2310-1148-2017-10-4-22-30

Exegetical analysis the Heat pump for Northwest of Russia

Ph.D. **Malyshev A.A.** maa-110@mail.ru

Kireev V.S. kireew.vladislav@gmail.com

ITMO University

191002, Russia, St. Petersburg, Lomonosov str., 9

In recent years, heat pump devices are widely applied to the decision of different tasks of heating. In some cases, according to technical, economic and thermodynamic indicators a HP has advantages over other types of heating : heat boiler stations, electrical heaters, centralized supply of heat energy from CHP. It is believed, that a field of HP applications is limited by southern or central regions where temperature values of low potential sources are sufficiently high. Nowadays there is evidence of HP widespread use in Scandinavian countries and Northern Europe where climate is harsh. There is some experience of the HP use in Russia. However, a question about efficiency evaluation remains open. HP is a new departure in heat power industry although its operating principles are well known. In this paper the attempt is made to use some methodology of exegetical analysis for thermodynamic effectiveness estimation of a heat pump cycle in heating of a cottage with the use of low latent heat of BALTIC Sea.

Keywords: exegetical analysis, heatpump, thermodynamic cycle, technical-economic indicators, heat supply.

Введение

Принцип работы теплового насоса достаточно хорошо изучен. Это известный обратный термодинамический цикл, в отличии от холодильной машины, работающий в условиях температурного режима, определяющего комфортные условия в помещениях либо соответствующего условиям технологического процесса, требующего подогрев рабочей среды.

В зависимости от условий эксплуатации и от возможности использования источника энергии интерес представляют, как парокompрессионные, так и теплоиспользующие тепловые насосы.

В качестве основополагающих работ по этому направлению теплоэнергетики следует считать труды И.М. Калнина, [1–3], в которых приводятся теоретические основы тепловых насосов и методы технико-экономического анализа. Результаты исследований и опыт применения тепловых насосов приведен в [4–7].

В работах в основном рассматриваются интегральные термодинамические характеристики ТН в зависимости от источников низко потенциальной теплоты и назначения.

В работах [8], [9] приведены термодинамический и технико-экономический анализы абсорбционных термотрансформаторов, работающих в режимах холодильных машин и тепловых насосов. В [10, 11] исследуются области применения ТН в зависимости от климатических условий.

В исследованиях, проведенных А.В. Бараненко [12, 13] изложены результаты использования тепловых насосов основываясь на данных Европейской ассоциации тепловых насосов. Приведены следующие данные, Использование тепловых насосов позволит сократить потребление электроэнергии в 3–4 раза, а потребление газа на 50–60 %. Продажа тепловых насосов в Европе за период 2005–2015 годы возросла в 2 раза, в 2016 году европейский рынок ТН увеличился на 1 млн. единиц.

По данным Европейской ассоциации теплоснабжение Стокгольма почти полностью переведено на теплонаносное. В качестве источника низких температур в Швеции в основном используется морская вода.

В Германии в значительной степени применяются тепловые насосы воздух–вода. В США имеется опыт использования солнечной энергии для энергообеспечения тепловых насосов

Из анализа литературных данных следует:

– рынок тепловых насосов расширяется;
– расширяется география применения теплонаносной энергетики в область более низких температур окружающей среды;

– расширяется область использования источников низко потенциальной теплоты.

Очевидно, что для дальнейшего развития этого направления энергетики необходима методика термодинамического и технико-экономического анализа ТН установок. В известной литературе, как правило, используется термодинамический метод, основанный на интегральных показателях в основном на анализе коэффициентов трансформации [14], [15].

Представляется, что помимо интегральных показателей важна информация, касающаяся термодинамической эффективности отдельных узлов установки. Для этой цели может быть использован метод эксергетического анализа, позволяющего проанализировать эффективность каждого элемента, что особенно важно для определения направления интенсификации.

Методическая основа эксергетического анализа [18], принятого авторами, являются работы В.М. Бродянского в частности [16]. Применительно к холодильной технике и энергетическим установкам эксергетический метод применялся Л.В. Галимовой [17].

Ниже представлен эксергетический анализ элементов теплового насоса теплопроизводительностью 10 кВт, предназначенного для теплоснабжения коттеджа, расположенного в прибрежной зоне Финского залива.

Исходные данные

Требуемую тепло производительность на расчетном режиме ~ 10 кВт обеспечивается применением бес-сальникового поршневого компрессора фирмы «Bitzer», работающего на хладагенте R134a;

1. В качестве низко потенциального источника теплоты использована вода Финского залива с расчетной температурой $T_{s1} = +5$ °С;

2. Средняя температура воздуха в помещении $T_w = 22$ °С. Принимается, что конструкция конденсатора, ограждений и принятый способ конвективного переноса обеспечивается при разности температур конденсации и воздуха в $\Delta T_w = T_k - T_w = 27$ К;

3. Температуру наружного воздуха (окружающей среды) T_{os} принять в диапазоне от -25 до -5 °С.

Дополнительно приняты:

- Охлаждение воды в испарителе $\Delta T_s = T_{s1} - T_{s2} = 3$ К;
- Недорекуперация в испарителе $\Delta T_u = T_{s2} - T_o = 4$ К;
- Перегрев пара в испарителе $\Delta T_{mm} = T_1 - T_o = 5$ К;
- Переохлаждение R134a в конденсаторе $\Delta T_{no} = T_4 - T_5 = 2$ К.

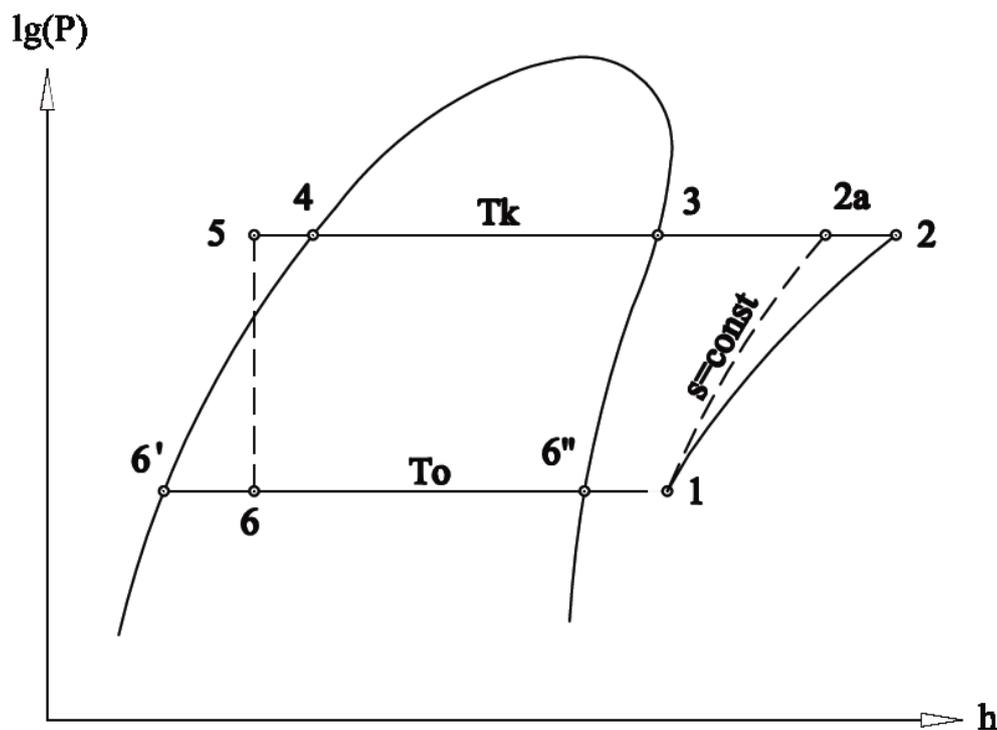


Рис. 1. Цикл теплового насоса, работающего по простейшей схеме

Наиболее близок по требуемой тепловой мощности компрессор 4FES-3Y-40S. Для рассмотренных выше условий его основные показатели при параметрах цикла, соответствующих приведенным в табл. 1, составят:

- Производительность испарителя $Q_o = 6.80$ кВт;
- Потребляемая мощность $N_{эл} = 2.65$ кВт;
- Производительность конденсатора $Q_{кд} = 9.31$ кВт;
- Температура нагнетания $T_2 = 74,8$ °C;
- Массовый расход хладагента $M_a = 184.9$ кг/час;
- Коэффициент трансформации $\mu = Q_{кд} / N_{эл} = 3,51$.

Таблица 1

Параметры цикла теплового насоса с компрессором 4FES-3Y-40S

Точка на рис. 1	Массовый расход, кг/с	Давление, бар	Температура, °C	Паро-содержание, X	Энтальпия, кДж/кг	Энтропия, кДж/(кг*К)
1	0,0514	2,72	3	–	400,6	1,7397
2	0,0514	13,18	74,8	–	452,4	1,7935
2a	0,0514	13,18	59,3	–	434,07	1,7397
3	0,0514	13,18	50	–	422,44	1,7041
4	0,0514	13,18	50	–	271,42	1,2367
5	0,0514	13,18	48	–	268,32	1,2273
6	0,0514	2,72	–2	0,357	268,32	1,2520
6'	–	2,72	–2	–	197,36	0,9903
6''	–	2,72	–2	–	396,04	1,7231

Требуемая точность термодинамических расчетов обеспечена применением программы Cool Pack, использующей базу данных NIST USA. Допустимость анализа характеристик компрессора с применением термодинамических свойств чистого хладагента выполнена по массовому расходу хладагента. Их расчетные значения составили:

– для конденсатора:

$$M_{акд} = Q_{кд}/(h_2-h_5) = 9,31/(452,4-268,32)*3600 = 182,07 \text{ кг/час},$$

– для испарителя:

$$M_{аи} = Q_0/(h_1-h_6) = 6,8/(400,6-268,32)*3600 = 185,09 \text{ кг/час}.$$

Отклонения от данных фирмы Bitzer составили 1,5 % в первом и 0,1% во втором, что вполне допустимо. Для исключения погрешности от внутреннего несоответствия принят для анализа расход хладагента $M_{акд}=185$ кг/час.

В табл. 2 приведены результаты анализа влияния температуры окружающей среды на термодинамические показатели системы в целом и её элементов при постоянных параметрах, указанных выше.

Таблица 2

Результаты эксергетического анализа теплового насоса

Наименование	Значение				
	-5	-10	-15	-20	-25
Температура окружающей среды (наружного воздуха), °C	-5	-10	-15	-20	-25
Температура кипения (t ₀), °C	-2	-2	-2	-2	-2
Температура конденсации (t _k), °C	50	50	50	50	50
Производительность испарителя Q ₀ , кВт	6,8	6,8	6,8	6,8	6,8
Производительность конденсатора Q _{кд} , кВт	9,46	9,46	9,46	9,46	9,46
Мощность, потребляемая компрессором, кВт	2,65	2,65	2,65	2,65	2,65
Массовый расход хладагента, M _а , кг/с	0,0514	0,0514	0,0514	0,0514	0,0514
Испаритель					
Тепловой поток в испарителе [Q _s] = Q ₀ , кВт	6,8	6,8	6,8	6,8	6,8
Температура воды на входе в испаритель T _{s1} , °C	5	5	5	5	5
Температура воды на выходе из испарителя T _{s2} , °C	2	2	2	2	2
Массовый расход воды в испарителе M _s = [Q _s]/(C _s *(T _{s1} -T _{s2})), кг/с	0,5397	0,5397	0,5397	0,5397	0,5397
Средняя теплоемкость хладоносителя C _s , кДж/(кг*К)	4,200	4,200	4,200	4,200	4,200
Температура окружающей среды T _{oc} , К	268,15	263,15	258,15	253,15	248,15
Изменение удельной эксергии воды Δex _s = C _s *((T _{s2} -T _{s1}) - T _{oc} *ln(T _{s2} /T _{s1})), кДж/кг	-0,387	-0,615	-0,842	-1,070	-1,298
Изменение эксергии потока воды ΔEx _s = M _s *Δex _s , кВт	-0,20886	-0,33176	-0,45466	-0,57756	-0,70046

Наименование	Значение				
Изменение удельной эксергии потока хладагента, $\Delta e_{х_и} = (h_1 - h_6) - T_{oc} * (s_1 - s_6)$, кДж/кг	1,4857	3,9241	6,3626	8,8011	11,2395
Изменение эксергии потока хладагента $\Delta E_{х_и} = \Delta E_{х_с} = M_a * \Delta e_{х_и}$, кВт	0,0764	0,2017	0,3270	0,4524	0,5777
Потеря эксергии в испарителе, $D e_{х_и} = [\Delta E_{х_с}] - \Delta E_{х_и}$, кВт	0,13250	0,13006	0,12763	0,12519	0,12275
Эксергетический КПД испарителя $\eta_{и} = \Delta E_{х_и} / \Delta E_{х_с}$	0,36562	0,60797	0,71929	0,78324	0,82475
Компрессор					
Массовый расход хладагента M_a , кг/с	0,0514	0,0514	0,0514	0,0514	0,0514
Мощность, потребляемая компрессором $N_{эл}$, кВт	2,65	2,65	2,65	2,65	2,65
Изменение удельной эксергии потока хладагента $\Delta e_{х_{км}} = (h_2 - h_1) - T_{oc} * (s_2 - s_1)$, кДж/кг	37,402	37,670	37,939	38,208	38,477
Изменение эксергии потока хладагента $\Delta E_{х_{км}} = M_a * \Delta e_{х_{км}}$, кВт	1,922	1,936	1,950	1,964	1,978
Потеря эксергии в компрессоре $D E_{х_{км}} = N_{эл} - \Delta E_{х_{км}}$, кВт	0,728	0,714	0,700	0,686	0,672
Эксергетический КПД компрессора $\eta_{км} = \Delta E_{х_{км}} / N_{эл}$	0,725	0,731	0,736	0,741	0,746
Терморегулирующий вентиль					
Массовый расход хладагента M_a , кг/с	0,0514	0,0514	0,0514	0,0514	0,0514
Изменение удельной эксергии потока хладагента $\Delta e_{х_{рв}} = (h_6 - h_5) - T_{oc} * (s_6 - s_5) = -T_{oc} * (s_6 - s_5)$, кДж/кг	-6,631	-6,507	-6,384	-6,260	-6,137
Изменение эксергии потока хладагента $\Delta E_{х_{рв}} = M_a * \Delta e_{х_{рв}}$, кВт	-0,341	-0,334	-0,328	-0,322	-0,315
Потеря эксергии в терморегулирующем вентиле $D E_{х_{рв}} = [\Delta E_{х_{рв}}]$, кВт	0,341	0,334	0,328	0,322	0,315
Эксергетический КПД терморегулирующего вентиля	0	0	0	0	0
Конденсатор					
Температура воздуха в помещении $T_{п}$, °С	22	22	22	22	22
Массовый расход хладагента M_a , кг/с	0,0514	0,0514	0,0514	0,0514	0,0514
Тепловой поток в конденсаторе $Q_{кд}$, кВт	9,46	9,46	9,46	9,46	9,46
Изменение удельной эксергии потока хладагента $\Delta e_{х_{кд}} = (h_5 - h_2) - T_{oc} * (s_5 - s_2)$, кДж/кг	-32,256	-35,087	-37,918	-40,749	-43,580
Изменение эксергии потока хладагента $\Delta E_{х_{кд}} = M_a * \Delta e_{х_{кд}}$, кВт	-1,658	-1,803	-1,949	-2,094	-2,240

Наименование	Значение				
	Поток эксергии, передаваемой в помещение $\Delta E_{x_{кп}} = Q_{кд} \cdot (1 - T_{oc} / T_{п})$, кВт	0,865	1,026	1,186	1,346
Потеря эксергии в конденсаторе $DE_{x_{кд}} = [\Delta E_{x_{кд}}] - \Delta E_{x_{кп}}$, кВт	0,79	0,78	0,76	0,75	0,73
Эксергетический КПД конденсатора $\eta_{кд} = \Delta E_{x_{кп}} / [\Delta E_{x_{кд}}]$	0,522	0,569	0,608	0,643	0,673
Общие показатели					
Эксергетический поток в помещение $\Delta E_{x_{кп}}$, кВт	0,865	1,026	1,186	1,346	1,506
Общая подведенная эксергия $\Delta E_{x_{общ}} = N_{эл} + \Delta E_{xs}$, кВт	2,859	2,982	3,105	3,228	3,350
Эксергетический КПД системы $\eta_{общ} = \Delta E_{x_{кп}} / \Delta E_{x_{общ}}$	0,303	0,344	0,382	0,417	0,450
Общие термодинамические потери $DE_{x_{общ}} = \Delta E_{x_{общ}} - \Delta E_{x_{кп}}$, кВт	1,993	1,956	1,919	1,881	1,844
Относительные оставляющие термодинамических потерь					
в испарителе $\Omega_{и} = DE_{x_{и}} / DE_{x_{общ}}$	0,066	0,066	0,067	0,067	0,067
в компрессоре $\Omega_{км} = DE_{x_{км}} / DE_{x_{общ}}$	0,365	0,365	0,365	0,365	0,365
в терморегулирующем вентиле $\Omega_{рв} = DE_{x_{рв}} / DE_{x_{общ}}$	0,171	0,171	0,171	0,171	0,171
в конденсаторе $\Omega_{кд} = DE_{x_{кд}} / DE_{x_{общ}}$	0,398	0,398	0,398	0,398	0,398

На рис. 2 представлена расчетная зависимость эксергетического к.п.д. теплового насоса от температуры окружающей среды. При этом необходимо помнить, что значение коэффициента трансформации не зависит от температуры окружающей среды и при всех величинах температуры остается неизменной.

Необходимо отметить, что с понижением температуры окружающей среды в диапазоне от -5 до -25 градусов эксергетический к.п.д. возрастает в 1,5 раз. Что объясняется возрастанием эксергетического потенциала источника низкой температуры при понижении температуры окружающей среды. В предельном случае при увеличении температуры окружающей среды до температуры равной температуре источника низкой температуры эксергия источника низкой температуры становится равной нулю.

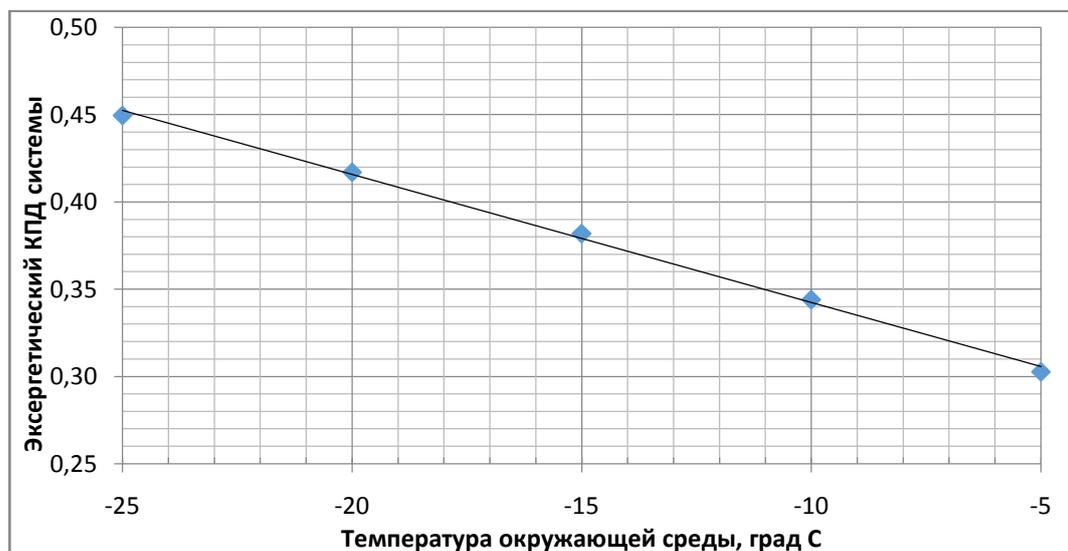


Рис. 2. Зависимость общего эксергетического КПД теплового насоса от температуры окружающей среды

На рис. 3 дана зависимость эксергетических к.п.д. испарителя, компрессора и конденсатора также от температуры окружающей среды. Коэффициент полезного действия компрессора не значительно меняется с изменением температуры. Эксергетический к.п.д. конденсатора снижается с повышением T_{oc} , но менее значительно чем к.п.д. испарителя. Резкое уменьшение коэффициента полезного действия испарителя, также, как и падение к.п.д. системы, обусловлено снижением эксергетического потенциала источника низкой температуры, непосредственно связанного с испарителем.

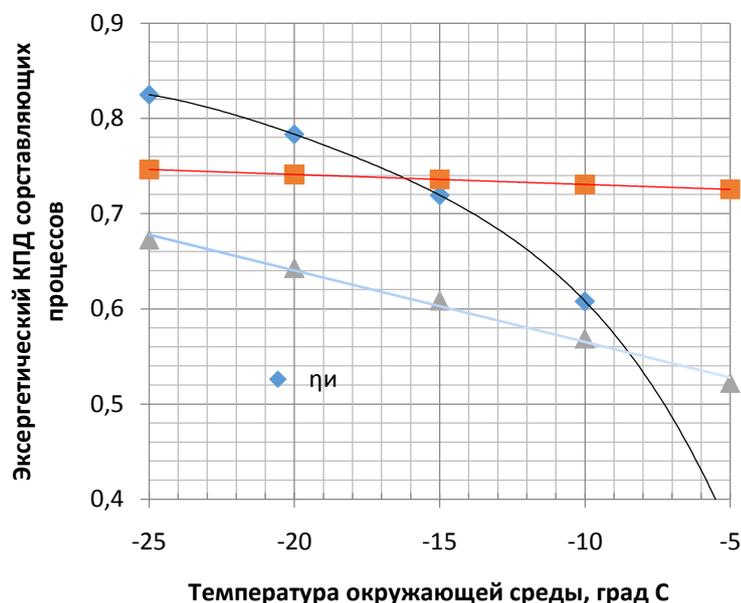


Рис. 3. Зависимость эксергетического КПД процессов в элементах теплового насоса от температуры окружающей среды

Выводы

Из проведенного расчетного анализа следует отметить, что основные и наиболее значительные потери имеют место компрессоре и конденсаторе. Основной причиной является принятые условия конвективного теплообмена со стороны воздуха от конденсатора в помещение. В проведенном расчете был принят коэффициент трансформации равным 3,51. Переход на более интенсивные условия теплопередачи в конденсаторе позволят существенно повысить показатели теплового насоса. Значительный интерес также представляет анализ влияния температур низко потенциального источника на термодинамическую эффективность системы.

Литература

1. *Калнинь И.М.* Перспективы развития тепловых насосов // Холодильная техника. 1994. № 1.
2. *Калнинь И.М.* Техника низких температур на службе энергетики // Холодильное дело. 1996. № 1.
3. *Калнинь И.М.* Применение тепловых насосов для нужд теплоснабжения // Энергетическое строительство. 1994. № 8.
4. *Степаненко В.А., Афанасьев А.С.* Тепловые насосы системах теплоснабжения кондиционирования воздуха в зданиях Украины в 21 веке // Международная конференция «Тепловые насосы в странах СНГ». 2013 г. Алушта Крым. Украина.
5. *Подскребкин А.Д., Дягелев В.Ф.* Опыт использования тепловых насосов в мире и России // Современная наука: актуальные проблемы теории и практики. Серия: Естественные и технические науки. Издательство. Научные технологии (Москва) ISSN2223-2966, 2016. № 4. С. 15–21.
6. *Панкосьянов Д.Н.* Использование универсальной теплонаносной установки в производственном помещении // Инженерные систем. АВОК. 2006. № 2. С. 36–37.
7. *Панкосьянов Д.Н.* Актуальность использования тепло насосных систем // Великие реки (экологическая гидрометеорологическая, энергетическая безопасность) Н. Новгород. 2006. Вып. 8. С. 172–173.
8. *Бараненко А.В., Попов А.В., Тимофеевский Л.С.* Абсорбционные бромистолитиевые преобразователи теплоты нового поколения // Холодильная техника. 2001. № 4.
9. *Горшков В.Г. Осипович С.В.* Использование абсорбционных тепловых насосов для горячего теплоснабжения ОАО Чебоксарский агрегатный завод // Энергоэффективность, опыт, проблемы, решения. 2003. № 3.

10. Трубачев П.А., Гришко Б.М. Тепловые насосы // Учебное пособие. Белград: издательство БГТУ им В.Г.Шухова. 2009. 142 с.
11. Бродянский В.М., Фратшер В. Эксергетический метод и его приложения М: Энергоиздат. 1988. С. 288.
12. Morzuk K.T. New approach to the energy analysis of absorption refrigeration machines // *Energy- The International Journal* 2008. vol. 33. P. 890–907.
13. Ципников П.А., Новиков С.И. Эксергетический анализ влияния параметров регулирования пылеугольных теплофикационных энергоблоков на перерасход топлива // Научный вестник НГТУ. 2009. № 4(37). С. 163–169.
14. Мереуца Е.В., Сухих А.А. Анализ энергетической эффективности включения теплонаносной установки солнечных коллекторов в состав абсорбционных холодильных машин и систем центрального кондиционирования // Вестник Международной академии холода. 2017. № 2. С. 43–50.
15. Бараненко А.В., Посылин Д.Н., Малинина О.С. Эффективность циклов одноступенчатой бромистолитиевой холодильной машины при температурах кипения ниже нуля градусов // Вестник Международной академии холода. 2017. № 4. С. 52–59.
16. Бродянский В.М. Эксергетический метод и перспективы его развития // Теплоэнергетика. 1988. № 2.
17. Галимова Л.В., Кайль В.Я. Оценка степени термодинамического совершенства на основе анализа работы, действующей абсорбционной холодильной установки систем синтеза аммиака // Вестник Международной академии холода. 2015. № 5. С. 56–60.
18. Муравьев А.С., Шевцов А.А. Эксергетический анализ технологии получения порошкообразного продукта из фильтрата барды с использованием парожеторного теплового насоса // Вестник Международной академии холода. 2016. № 1. С. 55–59.

References

1. Kalnin' I.M. Perspektivy razvitiya teplovykh nasosov // *Kholodil'naya tekhnika*. 1994. № 1.
2. Kalnin' I.M. Tekhnika nizkikh temperatur na sluzhbe energetiki // *Kholodil'noe delo*. 1996. № 1.
3. Kalnin' I.M. Primenenie teplovykh nasosov dlya nuzhd teplosnabzheniya // *Energeticheskoe stroitel'stvo*. 1994. № 8.
4. Stepanenko V.A., Afanas'ev A.S. Teplovye nasosy sistemakh teplosnabzheniya konditsionirovaniya vozdukhа v zdaniyakh Ukrainy v 21 veke // Mezhdunarodnaya konferentsiya «Teplovye nasosy v stranakh SNG». 2013 g. Alushta Krym. Ukraina.
5. Podskrebkin A.D., Dyagelev V.F. Opyt ispol'zovaniya teplovykh nasosov v mire i Rossii // *Sovremennaya nauka: aktual'nye problemy teorii i praktiki. Seriya: Estestvennye i tekhnicheskie nauki. Izdatel'stvo. Nauchnye tekhnologii* (Moskva) ISSN2223-2966, 2016. № 4. P. 15–21.
6. Pankos'yanov D.N. Ispol'zovanie universal'noi teplonanosnoi ustanovki v proizvodstvennom pomeshchenii // *Inzhenernye sistem. AVOK*. 2006. № 2. P. 36–37.
7. Pankos'yanov D.N. Aktual'nost' ispol'zovaniya teplo nasosnykh sistem // *Velikie reki* (ekologicheskaya gidrometeorologicheskaya, energeticheskaya bezopasnost') N. Novgorod. 2006. Vyp. 8. P. 172–173.
8. Baranenko A.V., Popov A.V., Timofeevskii L.S. Absorbtsionnye bromistolitievye preobrazovateli teploty novogo pokoleniya // *Kholodil'naya tekhnika*. 2001. № 4.
9. Gorshkov V.G. Osipovich S.V. Ispol'zovanie absorbtsionnykh teplovykh nasosov dlya goryachego teplosnabzheniya OAO Cheboksarskii agregatnyi zavod // *Energoeffektivnost', opyt, problemy, resheniya*. 2003. № 3.
10. Trubachev P.A., Grishko B.M. Teplovye nasosy // Учебное пособие. Белград: издательство БГТУ им В.Г.Шухова. 2009. 142 p.
11. Brodyanskii V.M., Fratsher V. Eksergeticheskii metod i ego prilozheniya M: Energoizdat. 1988. S. 288.
12. Morzuk K.T. New approach to the energy analysis of absorption refrigeration machines // *Energy- The International Journal* 2008. vol. 33. P. 890–907.
13. Tsipnikov P.A., Novikov S.I. Eksergeticheskii analiz vliyaniya parametrov regulirovaniya pylugol'nykh teplofikatsionnykh energoblokov na pereraskhod topliva // *Nauchnyi vestnik NGTU*. 2009. № 4(37). P. 163–169.
14. Mereutsa E.V., Sukhikh A.A. Analiz energeticheskoi effektivnosti vklucheniya teplonanosnoi ustanovki solnechnykh kollektorov v sostav absorbtsionnykh kholodil'nykh mashin i sistem tsentral'nogo konditsionirovaniya // *Vestnik mezhdunarodnoi akademii kholoda*. 2017. № 2. P. 43–50.
15. Baranenko A.V., Posylin D.N., Malinina O.S. Effektivnost' tsiklov odnostupenchatoi bromistolitievoi kholodil'noi mashiny pri temperaturakh kipeniya nizhe nulya gradusov // *Vestnik mezhdunarodnoi akademii kholoda*. 2017. № 4. P. 52–59.
16. Brodyanskii V.M. Eksergeticheskii metod i perspektivy ego razvitiya // *Teploenergetika*. 1988. № 2.

17. Galimova L.V., Kail' V.Ya. Otsenka stepeni termodinamicheskogo sovershenstva na osnove analiza raboty, deistvuyushchei absorbtzionnoi kholodil'noi ustanovki sistem sinteza ammiaka // *Vestnik mezhdunarodnoi akademii kholoda*. 2015. № 5. P. 56–60.
18. Muravev A.S., Shevtsov A.A. Exergy analysis of powdered product from thin stillage technology using steam ejector heat pump // *Vestnik mezhdunarodnoi akademii kholoda*. 2016. No 1. p. 55–59.

Статья поступила в редакцию 18.11.2017 г.