

УДК 621.57

## Экспериментальное исследование термодинамической эффективности комплекса абсорбционной холодильной установки и теплового насоса\*

Е. В. МЕРЕУЦА<sup>1</sup>, д-р техн. наук А. А. СУХИХ<sup>2</sup><sup>1</sup>spartakmereuca@mail.ru, <sup>2</sup>sukhikhAA@mpei.ru

НИУ «Московский Энергетический Институт»

\* Работа выполнена при финансовой поддержке Российского фонда фундаментальных исследований в рамках научного проекта № 17-08-00324.

*Приводятся и обсуждаются результаты экспериментального исследования энергетической эффективности комплекса из абсорбционно-диффузионной холодильной машины и теплонасосной установки (АДХ-ТНУ). Определены основные теплотехнические характеристики основных узлов комплекса: АДХ, конденсатора, испарителя и компрессора ТНУ — на рабочем веществе (РВ) R22, которое ранее широко использовалось, но как озоноопасное запрещено и выводится из обращения, и альтернативной ему смесевой композиции R407C. Опытным путем показано, что при реализации предлагаемых технических решений холодильный коэффициент АДХ достигает значений 0,83 (при традиционном электроподогреве его генератора — не более 0,3). Результаты эксергетического анализа подтверждают высокую термодинамическую эффективность комплексного решения проблем индивидуального тепло- и холодоснабжения.*

**Ключевые слова:** абсорбционно-диффузионная холодильная машина, тепловой насос, теплотехнические измерения, тепловой баланс, холодильный коэффициент, термодинамическая эффективность, когенерация.

### Информация о статье:

Поступила в редакцию 03.04.2019, принята к печати 05.06.2019

DOI: 10.17586/1606-4313-2019-18-3-23-28

Язык статьи — русский

### Для цитирования:

Мереуца Е. В., Сухих А. А. Экспериментальное исследование термодинамической эффективности комплекса абсорбционной холодильной установки и теплового насоса. // Вестник Международной академии холода. 2019. № 3. С. 23–28.

## Experimental study of thermodynamic efficiency of the absorption refrigeration machine and heat pump complex

E. V. MEREUTSA<sup>1</sup>, D. Sc. A. A. SUKHICH<sup>2</sup><sup>1</sup>spartakmereuca@mail.ru, <sup>2</sup>sukhikhAA@mpei.ru

National Research University “MPEI”

*The article presents and discusses the results of an experimental study of the energy efficiency for the complex of the absorption absorption-diffusion refrigeration machine and heat pump installation (ADR-HPI). The basic thermal characteristics of the main components of the complex: ADR, capacitor, evaporator, and HPI compressor with the use of (PB) R22 — the traditional working substance forbidden now as ozone-depleting one, and R407C as an alternative mixture composition. It is proved that the implementation of the proposed technical solutions provides the cooling coefficient of ADR to reach the values of 0.83 (with the traditional electric heating of its generator — no more than 0.3). The results of the exergy analysis confirm the high thermodynamic efficiency of the complex solution for the problems of individual heat and cold supply.*

**Keywords:** absorption-diffusion refrigeration machine, heat pump, thermal measurements, heat balance, refrigeration coefficient, thermodynamic efficiency, cogeneration.

### Article info:

Received 03/04/2019, accepted 05/06/2019

DOI: 10.17586/1606-4313-2019-18-3-23-28

Article in Russian

### For citation:

Mereutsa E. V., Sukhikh A. A. Experimental study of thermodynamic efficiency of the absorption refrigeration machine and heat pump complex. *Vestnik Mezhdunarodnoi akademii kholoda*. 2019. No 3. p. 23–28.

## Введение

Холодильные машины абсорбционного типа (АХМ) широко представлены на рынке оборудования и систем централизованного кондиционирования [1–3]. Установки, производимые в настоящее время, достаточно надежны и эффективны, имеют высокий уровень автоматизации контроля и управления режимами работы, не издают шума и вибрации, не требуют постоянного надзора и присутствия специалистов, а техническое обслуживание обычно ограничивается лишь проверкой систем и общим осмотром.

Основной технической проблемой их широкого применения является необходимость обеспечения тепловой энергией генератора, мощностью в несколько сот киловатт. Для этой цели необходимо наличие специальных устройств для производства или утилизации тепловой энергии: котлов, работающих на первичном топливе; котлов-утилизаторов уходящих газов [4]; теплообменников на линиях теплофикационного снабжения [5]; солнечных коллекторов [6–8] или электронагревателей. Соответственно, использование электрического подогрева является наиболее затратным способом и существенно снижает холодильный коэффициент. По этой причине абсорбционные холодильные машины малой мощности («Морозко», «Иней» и др.), обладающие рядом достоинств, были вытеснены на рынке холодильного оборудования парокompрессионными установками.

В настоящей статье предлагается решение проблем эффективности АХМ включением в состав ТНУ. Предлагаемая идеология имеет в первую очередь практическую направленность. Постановка и результаты экспериментального исследования призваны подтвердить заявленные преимущества такого технического решения. В то же время вопросы выбора наиболее эффективного рабочего тела ТНУ и результаты теплотехнических испытаний имеют теоретическую значимость.

## Объект исследования

В лаборатории «Теплонасосные системы» кафедры теоретических основ теплотехники (ТОТ) НИУ «МЭИ» создан экспериментальный комплекс в составе абсорбционно-диффузионной холодильной машины (АДХ) и тепловой насосной установки (ТНУ), с целью исследования его термодинамической эффективности при одновременной выработке теплоты и холода. Основные аппараты ТНУ: испаритель и конденсатор были сконструированы на основе пучка из медных трубок, поверхность которых обработана по технологии деформированного резания МГТУ им. Баумана [9, 10]. Коэффициент оребрения поверхности не менее 7,0. Конструкция ТНУ позволяла проводить оперативную замену рабочего вещества. В качестве хладагентов ТНУ использовались как чистое вещество (фреон R22), так и смесевая композиция R407C. Схемное решение защищено патентом на изобретение [11].

В качестве опытного образца в лабораторных условиях использовался абсорбционно-диффузионный холодильник «Иней» АШ-120, работающий на водоаммиачном растворе, генератор которого работает от электрического нагревателя. В соответствии с паспортными данными, средняя мощность, потребляемая из сети — 116 Вт, холодильный коэффициент — 0,3 [12, 13].

В процессе создания опытного стенда, генератор абсорбционно-диффузионного холодильника «Иней» был модернизирован заменой электрического нагревателя на нагреватель из медной трубки с фреоном на выходе из компрессора ТНУ и, таким образом, был включен в состав когенерационного комплекса. Мощность питания компрессора ТНУ измерялась с помощью преобразователя частоты Emotron FDU 2.0.

## Техническая характеристика экспериментального комплекса

Схема экспериментального стенда ТНУ, представленная на рис. 1, включала следующие системы измерения рабочих параметров установки:

— давления РВ: образцовыми манометрами МО 11202 с верхним пределом измерения давления 10 и 25 кгс/см<sup>2</sup> в испарителе и конденсаторе соответственно (класс точности 0,4);

— температуры РВ и теплоносителя (воды): многоканальным прецизионным измерителем температуры (МКПИТ) «Термоизмеритель ТМ-12.2»;

— расхода воды: счетчиками СКВГ90-3/15 в испарителе и Valtac серии VLF-R-Universal в конденсаторе.

Обозначения на схеме экспериментального стенда АДХ-ТНУ: К — компрессор; ЭД — электродвигатель; ПЧ — преобразователь частоты; ТРВ — терморегулирующий вентиль; ВЭМ — вентиль электромагнитный; ОЖ — отделитель жидкости; ФО — фильтр-осушитель; Н — водяной насос; ГВС — горячее водоснабжение;  $t_1, t_2, t_3, t_4, t_5, t_6$  — температуры РВ в характерных точках контура;  $p_{вх}^н, p_{вых}^н$  — избыточное давление РВ на входе и выходе из испарителя;  $p_{вх}^к, p_{вых}^к$  — избыточное давление РВ на входе и выходе из конденсатора;  $t_7, t_8$  — температура воды на входе и выходе из конденсатора с расходом  $G_B^к$  в системе ГВС;  $t_9, t_{10}$  — температура воды на входе и выходе из испарителя с расходом  $G_B^н$  от низкопотенциального источника.

Конфигурации циклов, реализуемых на экспериментальном стенде ТНУ с РВ R22 и R407C, представлены в  $T, s$ - диаграммах рис. 2.

Процессы конденсации и кипения РВ на рис. 2 показаны с учетом их неизотермичности вследствие влияния гидравлических потерь в аппаратах. Штрихами показаны линии (7–8) нагрева воды для нужд ГВС (на схеме рис. 1  $t_{10} - t_{11}$ ) и охлаждения воды низкопотенциального источника теплоты (9–10;  $t_8 - t_{12}$ ). За счет неаэотропности процессов кипения и конденсации смесового хладагента в области влажного пара, температурный глайд более значителен по сравнению с процессами на чистом (R22) хладагенте.

## Результаты теплотехнических испытаний

Тепловая мощность конденсатора  $Q_T$  и испарителя  $Q_H$  определялась по соотношениям:

$$Q_T = G_B^к \cdot c_{РВ} \cdot (t_8 - t_7); \quad (1)$$

$$Q_H = G_B^н \cdot c_{РВ} \cdot (t_9 - t_{10}), \quad (2)$$

где  $G_B^к$  и  $G_B^н$  — расход нагреваемой воды, проходящей через конденсатор, и расход охлаждаемой воды, проходящей через испаритель, соответственно, кг/с;

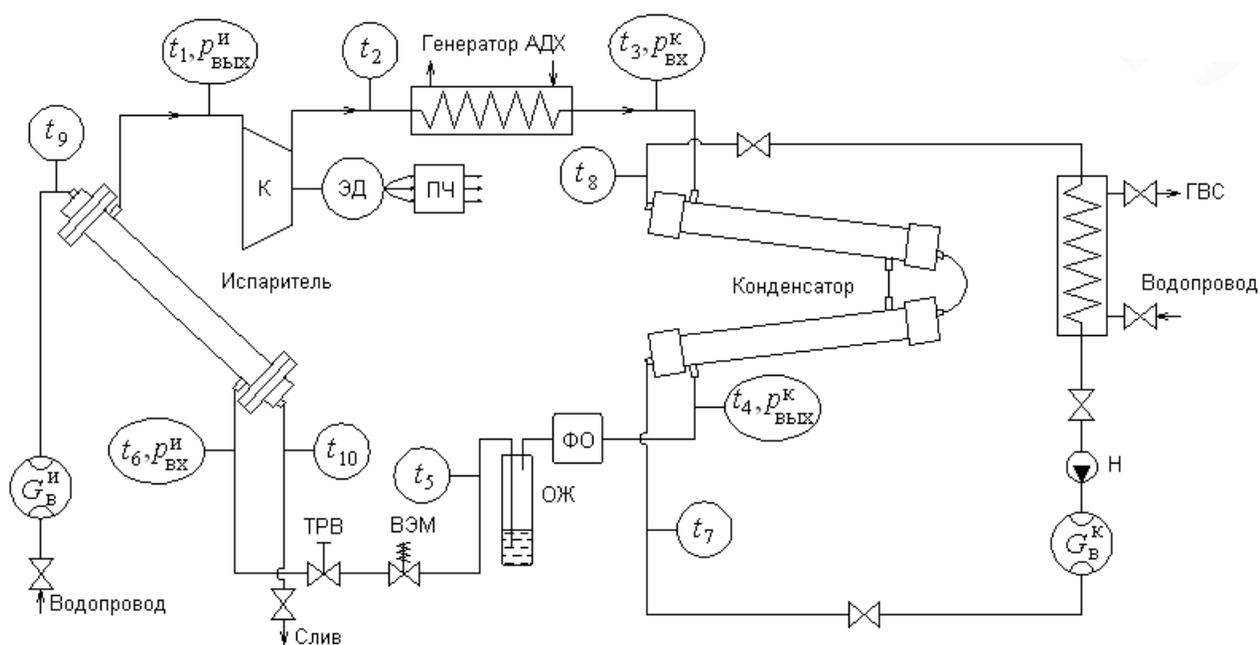


Рис. 1. Принципиальная схема экспериментального стенда АДХ-ТНУ

Fig. 1. Scheme of ADR-HPI experimental stand

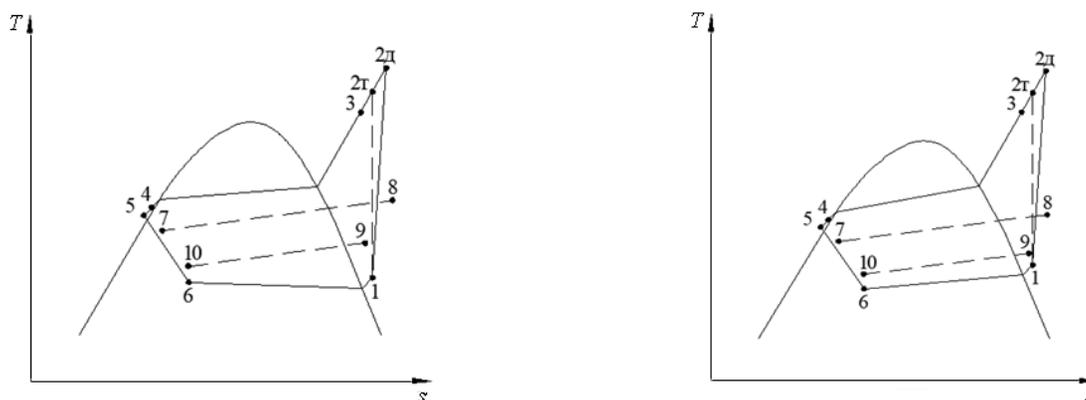


Рис. 2. Циклы экспериментальной ТНУ на R22 (а) и на R407C (б)

Fig. 2. Cycles of experimental HPI with the use of R22 (a) and R407C (б)

$t_7$  и  $t_8$  — температура нагреваемой воды на входе и выходе из конденсатора, соответственно, °С;

$t_9$  и  $t_{10}$  — температура охлаждаемой воды на входе и выходе из испарителя, соответственно, °С;

$c_{рв}$  — теплоемкость воды, кДж/(кг·К).

Из уравнений теплового баланса для конденсатора и испарителя с учетом выражений (1) и (2) были получены значения расхода фреонов  $m_{R22}$  в контуре ТНУ:

$$m_{R22}^к = \frac{Q_Г + Q_{потерь}^Т}{(h_3 - h_4)}; \tag{3}$$

$$m_{R22}^и = \frac{Q_и - Q_{потерь}^И}{(h_1 - h_6)}; \tag{4}$$

а также расход фреона, рассчитанный, исходя из измеренной мощности компрессора  $N_к$  и совершаемой им работы:

$$m_{R22}^{компр} = \frac{N_к}{(h_2 - h_1)}. \tag{5}$$

Кроме этого, оценивались значения КПД компрессора:

$$\eta_{0i}^к = \frac{h_{2i} - h_1}{h_2 - h_1}, \tag{6}$$

где  $h_1, h_2, h_3, h_4, h_5, h_6$  — энтальпии в характерных точках цикла.

Теплофизические свойства фреонов рассчитывались по программе NIST REFPROP 9.0.

По опытным данным были также сделаны оценки значений среднелогарифмических температурных напоров в теплообменных аппаратах: в испарителе —  $\Delta t_{ср}^{исп}$ , в конденсаторе на двух характерных участках: охлаждение пара —  $\Delta t_{ср1}^{конд}$  и его конденсация —  $\Delta t_{ср2}^{конд}$ . В табл. 1 приведены результаты обработки опытных данных рабочих режимов на примере одного из серии опытов, для каждого рабочего вещества. Значения коэффициентов

преобразования ТНУ  $\mu$  рассчитывались двумя способами: из отношения сумм тепловой мощности конденсатора  $Q_T$  и тепловой мощности генератора АХМ  $Q_G = (h_2 - h_3)m_{R22}^k$ :

$$Q_k = Q_T + Q_G, \tag{7}$$

к измеренной мощности  $N_k$ , потребляемой компрессором, а также из отношения удельной теплопроизводительности подведенной к потребителю  $q_1 = h_6 - h_5$  к работе  $l_k = h_5 - h_2$ , совершаемой компрессором.

Тепловые потери для конденсатора  $Q_{потерь}^I$  и теплоприток для испарителя  $Q_{потерь}^{II}$  были оценены в 3% и 5%, соответственно, по отношению к тепловым мощностям теплообменников. Отклонение величин  $Q_T + Q_G$  от суммы  $Q_n + N_k$  для всех режимов испытаний ТНУ не превысило 5,9%, т. е. сходимость теплового баланса удовлетворительна. Отклонения значений расхода РВ R22, рассчитанные по уравнениям (3) и (4), для большинства режимов не превышают 10%, по отношению к величине расхода в конденсаторе, что свидетельствует о согласованности тепловых балансов и подтверждает достоверность значений давлений, температур и расходов. Полученные среднелогарифмические температурные напоры подтверждают качественное исполнение теплообменных аппаратов.

Результаты испытаний ТНУ на чистом и смесевом РВ в составе когенерационной установки, производящей и холод, и теплоту, подтвердили практическую возможность реализации схемного решения для комплекса ТНУ — АДХ. Холодильный коэффициент АДХ рассчитывался с учетом величины затрат тепловой энергии на генератор и коэффициента преобразования.

тывался с учетом величины затрат тепловой энергии на генератор и коэффициента преобразования.

$$\epsilon_{АДХ-ТНУ} = \epsilon_{АДХ\mu}^{ТНУ}. \tag{8}$$

Для одинаковых условий подогрева генератора выше 130 °С, при сравнении с работой без ТНУ, холодильный коэффициент увеличивается с 0,3 до 0,83. При этом эффективность всего комплекса когенерационного назначения может быть оценена только с помощью эксергетического метода [14–16].

Основным параметром, служащим оценкой термодинамического совершенства теплоэнергетического устройства [17], является эксергетический КПД. Для теплового насоса он определяется соотношением:

$$\eta_e^{ТНУ} = \frac{Q_k \cdot \tau_e}{N}, \tag{9}$$

где  $Q_k$  — тепловая мощность ТНУ, кВт;  $\tau_e$  — эксергетическая температурная функция, равная по величине термодинамическому КПД прямого обратимого цикла Карно:

$$\tau_e = 1 - \frac{T_{oc}}{T_k}, \tag{10}$$

где  $T_k$  — средний температурный уровень теплоты, переданной внешнему потребителю (среднеинтегральная температура охлаждения пара и конденсации рабочего вещества в ТНУ), К;  $T_{oc}$  — температура окружающей среды, К;  $N$  — мощность, потребляемая установкой, кВт.

Результаты обработки опытных данных рабочих режимов комплекса АДХ-ТНУ

Таблица 1

Experimental data on the operating conditions ADR-HPI of ADR-HPI complex

Table 1

Тип хладагента	$t_2, ^\circ\text{C}$	$Q_n, \text{кВт}$	$Q_p, \text{кВт}$	$Q_r, \text{кВт}$	$\mu = Q_k/N_k$	$\mu_n = q_1/l_k$	$\eta_{0i}^k$	$m_{R22}^I, \text{кг/с}$	$m_{R22}^K, \text{кг/с}$	$m_{R22}^{\text{КОМП}}, \text{кг/с}$	$\Delta t_{\text{ср}}^{\text{исп}}, \text{К}$	$\Delta t_{\text{ср1}}^{\text{конд}}, \text{К}$	$\Delta t_{\text{ср2}}^{\text{конд}}, \text{К}$
R22	130,1	4,596	7,383	0,130	2,80	2,93	0,51	0,029	0,035	0,032	4,87	18,06	3,01
R407C	119,1	3,112	5,593	0,137	2,54	2,37	0,56	0,024	0,03	0,028	9,14	20,19	3,19

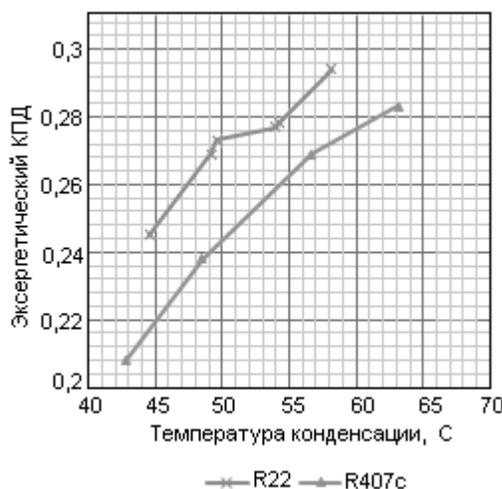
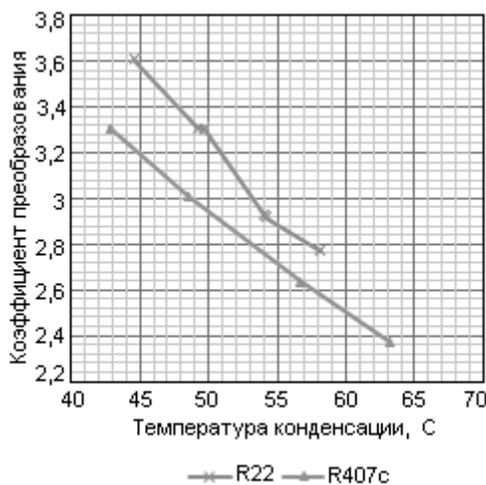


Рис. 3. Зависимость коэффициента преобразования от температуры конденсации (а); зависимость эксергетического КПД от температуры конденсации (б)

Fig. 3. Dependence of conversion efficiency on condensation temperature (a); dependence of exergetic efficiency on condensation temperature (б)

На рис. 3 представлена зависимость коэффициентов преобразования и эксергетического КПД от температуры конденсации.

В схеме данного ТНУ без регенеративного теплообменника значения, полученные и опытным путем (см. табл. 1) и расчетным (рис. 3) как эксергетического КПД ТНУ, так и коэффициента преобразования на смесевом РВ R407C ниже, чем на РВ R22.

### Выводы

Сравнение полученных результатов обработки экспериментальных данных рабочих режимов ТНУ на R22 и R407C позволило сделать следующие выводы:

— для экспериментального стенда без регенеративного теплообменника наиболее эффективным рабочим веществом, с максимальным коэффициентом преобразования и максимальной температурой на выходе из компрессора  $t_2=139,4$  °С, является R22;

— при известных запретах на использование озоноопасного R22 в предлагаемой схеме рекомендуется смесевая композиция R407C.

Основной рекомендацией для развития настоящей тематики, является предложение о том, что для повышения уровня температуры на выходе из компрессора более 130 °С и, следовательно, большего увеличения холодопроизводительности и холодильного коэффициента АДХ, необходимо использовать внутреннюю регенерацию в ТНУ. Такое мероприятие, как показывает специальный анализ [18], дает не только повышение температуры процесса сжатия, но и существенное увеличение коэффициента преобразования ТНУ. Модернизация опытного стенда ТНУ — АДХ может быть проведена на основе использования компактного пластинчатого теплообменника серийного производства.

Результаты теплотехнических испытаний подтвердили высокую эффективность предложенного технического решения на основе создания когенерационного комплекса ТНУ — АДХ.

### Литература

1. Xiaohui She, Yonggao Yin, Mengfei Xu, Xiaosong Zhang. A novel low-grade heat-driven absorption refrigeration system with LiCl-H<sub>2</sub>O and LiBr-H<sub>2</sub>O working pairs. // *International Journal of Refrigeration*. 2015. Vol. 58, p. 219–234.
2. Medjo Nouadje B. A., NgouateuWouagfack P. A., Tchinda R. Finite-time thermodynamics optimization of an irreversible parallel flow double-effect absorption refrigerator. // *International Journal of Refrigeration*, 2016, vol. 67, p. 433–444.
3. Suxin Qian, Jianlin Yu, Gang Yan. A review of regenerative heat exchange methods for various cooling technologies. // *Renewable and Sustainable Energy Reviews*. 2017. Vol. 69. p. 535–550.
4. А. С. 974067 СССР, МПК F25 B 29/00, Комбинированная теплохладоэнергетическая установка. Ложкин А. Н., заявлено 11.05.1981, опубл. 15.11.1982.
5. А. С. 187278 СССР, МПК: F25B 17/00, F24D 17/02, Система холодоснабжения. Иванов В. М., Тихонов Б. С., Усенко И. Ф., заявлено 19.04.1965, опубл. 01.01.1966.
6. А. С. 334451 СССР, МПК F25 B 15/02, 1972, Абсорбционная гелиохолодильная установка. Хандурдыев А., Какабаев А. заявлено 03.07.1970, опубл. 30.03.1972.
7. А. С. 890037 СССР №, МПК F 25 B 15/06, Абсорбционная гелиохолодильная установка. Дайханов С., Курбанов Н., Хандурдыев А. Опубл. 15.12.1981.
8. А. С. 1211540 СССР, МПК: F25B 15/06, F25B 27/00, Абсорбционная бромистолитиевая гелиохолодильная машина. Асташкин П. В., Шмуилов Н. Г., Полищук В. П., Калнин И. М. заявлено 24.10.1985, опубл. 15.02.1986.
9. Зубков Н. Н. Особенности реализации метода деформирующего резания // *Технология машиностроения*. 2001. № 1. С. 19.
10. Сухих А. А., Антаненкова И. С. Патент РФ на полезную модель № 78295 «Теплообменный аппарат». Приоритет полезной модели. 26.06.2008.
11. Патент РФ № 2659836. МПК F25B15. Мереуца Е. В., Сухих А. А. Абсорбционно-диффузионный холодильник, работающий от ТНУ.
12. Бабакин Б. С., Выгодин В. А. Бытовые холодильники и морозильники. Справочник. М.: КОЛОС, 1998. с. 422–425.

### References

1. Xiaohui She, Yonggao Yin, Mengfei Xu, Xiaosong Zhang. A novel low-grade heat-driven absorption refrigeration system with LiCl-H<sub>2</sub>O and LiBr-H<sub>2</sub>O working pairs. *International Journal of Refrigeration*. 2015. Vol. 58, p. 219–234.
2. Medjo Nouadje B. A., NgouateuWouagfack P. A., Tchinda R. Finite-time thermodynamics optimization of an irreversible parallel flow double-effect absorption refrigerator. *International Journal of Refrigeration*, 2016, vol. 67, p. 433–444.
3. Suxin Qian, Jianlin Yu, Gang Yan. A review of regenerative heat exchange methods for various cooling technologies. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*. 2017. Vol. 69. p. 535–550.
4. Copyright Certificate 974067 of the USSR, IPC F25 29/00 B, Combined Teplotyuchenka installation. Lozhkin, A. N., stated 11.05.1981, publ. 15.11.1982.
5. Copyright Certificate 187278 USSR, IPC: F25B 17/00, F24D 17/02, Cooling system. Ivanov V. M., Tikhonov B. S., Usenko I. F., declared 19.04.1965, publ. 01.01.1966.
6. Copyright Certificate 334451 of the USSR, IPC F25 B 15/02, 1972, Absorption helikoptera installation. Handurdyev A. Kakabaev A. stated 03.07.1970, publ. 30.03.1972.
7. Copyright Certificate 890037 of the USSR No., IPC F 25 B 15/06, Absorption helikoptera installation. Dikanov S., Kurbanov N., Handurdyev A. Publ. 15.12.1981.
8. Copyright Certificate 1211540 of the USSR, IPC: F25B 15/06, F25B 27/00, helikoptera lithium bromide Absorption machine. Astashkin P. V., Shmuilov N. G., Polischuk V. P., Kalnin I. M. stated 24.10.1985, publ. 15.02.1986.
9. Zubkov N. N. Features of realization of the method of deforming cutting. *Technology of mechanical engineering*. 2001. No 1. P. 19.
10. Sukhikh A. A., Antanenkova I. S. Patent of the Russian Federation for useful model number 78295. Heat exchanger. The priority of the utility model 06/26/2008.
11. Mereutsa E. V., Sukhikh A. A. Patent of the Russian Federation for the invention: Absorption-diffusion refrigerator operating from TNU. No. 2659836.
12. Babakin B. S., Vygodin V. A. Household refrigerators and freezers. Directory. Moscow, KOLOS, 1998. pp. 422–425,

13. Лепяев Д. А. Справочник слесаря по ремонту бытовых электроприборов и машин. Изд. 4-е, испр. и доп. М.: Легпромбытиздат, 1986. 264 с.
14. Архаров А. М., Сычев В. В. Основы энтропийно-статистического анализа реальных энергетических потерь в низкотемпературных и высокотемпературных машинах и установках // Холодильная техника. 2005. № 12.
15. Антаненкова И. С., Сухих А. А., Сычев В. В. Экспериментальное исследование энергетической эффективности теплонасосных установок на новых рабочих веществах // Холодильная техника. 2014. № 11. С. 34–39.
16. Бродянский В. М. Эксергетический метод термодинамического анализа. М.: Энергия, 1973.
17. Мереуца Е. В., Сухих А. А. Анализ энергетической эффективности включения теплонасосной установки и солнечных коллекторов в состав абсорбционных холодильных машин в системах централизованного кондиционирования // Вестник Международной академии холода. 2017. № 2. С. 43–49.
18. Sukhikh A. A., Antanenkova I. S., Kuznetsov V. N., Mereutsa E. V. Experimental and numerical investigations of heat regeneration process efficiency in a heat pump with a mixture of refrigerants // International Journal of Energy for a Clean Environment 17 (2-4), 209–222 (2016).
13. Lepaev D. A. Reference locksmith to repair household appliances and machines. Ed. 4th, rev. and additional. Moscow, Legprombytizdat, 1986. 264 p.
14. Arkharov A. M., Sychev V. V. Bases of entropy-static analysis of real energy losses in low-temperature and high-temperature machines and installations. *Refrigeration equipment*. 2005. No 12.
15. Antanenkova I. S., Sukhikh A. A., Sychev V. V. Experimental study of the energy efficiency of heat pump plants on new working substances. *Refrigeration equipment*. 2014. No. 11. P. 34–39.
16. Brodyansky V. M. Exergy method of thermodynamic analysis. Moscow, Energy, 1973.
17. Mereutsa E. V., Sukhikh A. A. Energy efficiency analysis of incorporating heat pumps and solar collectors in the composition of the absorption refrigerating machines in a centralized air-conditioning systems. *Vestnik Mezhdunarodnoi akademii kholoda*. 2017. No 2. p. 43–49.
18. Sukhikh A. A., Antanenkova I. S., Kuznetsov V. N., Mereutsa E. V. Experimental and numerical investigations of heat regeneration process efficiency in a heat pump with a mixture of refrigerants. *International Journal of Energy for a Clean Environment*. 17 (2-4), 209–222 (2016).

### Сведения об авторах

#### Мереуца Евгений Васильевич

аспирант кафедры теоретических основ теплотехники НИУ «Московский энергетический институт», 111250, г. Москва, ул. Красноказарменная, 14, spartakmereuca@mail.ru

#### Сухих Андрей Анатольевич

д. т. н., профессор кафедры теоретических основ теплотехники НИУ «Московский энергетический институт», 111250, г. Москва, ул. Красноказарменная, 14, sukhikhAA@mpei.ru

### Information about authors

#### Mereutsa Evgeny Vasilievich

PhD student department of theoretical bases heating engineers of the National Research University “MPEI”, 111250, Moscow, Krasnokazarmennaya 14, Russia, spartakmereuca@mail.ru

#### Sukhikh Andrey Anatolyevich

D. Sc, professor, head of the department of theoretical bases heating engineers of the National Research University “MPEI”, 111250, Moscow, Krasnokazarmennaya 14, Russia, sukhikhAA@mpei.ru



**26–28 февраля 2020 г.**

#### РАЗДЕЛЫ ВЫСТАВКИ «ИНТЕРАГРОМАШ»:

- Сельскохозяйственная техника и запчасти
- Автоматизация

#### РАЗДЕЛЫ ВЫСТАВКИ «АГРОТЕХНОЛОГИИ»:

- Растениеводство
- Оборудование для хранения и переработки сельхозпродукции
- Животноводство
- Оборудование для животноводства
- Услуги для АПК

#### Место проведения:

КВЦ «ДонЭкспоцентр»  
Россия, г. Ростов-на-Дону, пр. М. Нагибина, 30  
тел.: (863) 268-77-68

#### Руководитель проекта – Демченко Алла

Тел.: (863) 268-77-14  
E-mail: [inter@donexpoctr.ru](mailto:inter@donexpoctr.ru)  
<http://www.interagromash.net/index.html>