

УДК 621.1.016.4

## ПРИМЕНЕНИЕ ТЕПЛООВОГО НАСОСА ДЛЯ ДИСТИЛЛЯЦИИ ВОДЫ.

А.М. Альмохаммед, Н.Ф. Тимербаев, И.Ю. Мазаров

Казанский государственный энергетический университет, г. Казань, Россия

ORCID\*: <https://orcid.org/0000-0001-9209-2085>, omeralhaly1@yahoo.com

**Резюме:** Очищенная вода является одним из главных источников жизнедеятельности человека. Существует широкий спектр способов для очистки воды. В работе описана технология использования теплового насоса для получения тепловой энергии с последующей дистилляцией воды. В технологии применяется вакуумный насос для разности давления и уменьшения температуры кипения водяного агента в нагревательном баке.

**Ключевые слова:** тепловая энергия, дистилляция воды, тепловой насос, энергосбережение, испарение, конденсация, теплообменник, подвод тепла, скрытая теплота парообразования

## THE USING OF THE HEAT PUMPS FOR WATER DISTILLIATION.

A.M. Almohammed, N.F. Timerbaev, I.Yu. Mazarov

Kazan State Power Engineering University, Kazan, Russia

ORCID\*: <https://orcid.org/0000-0001-9209-2085>, omeralhaly1@yahoo.com

**Abstract:** Water purification is one of the main needs of the human live. There is a wide range of methods for water purification. This paper describes the technology of using a heat pump as a heat source for distillation process. The technology uses a vacuum pump to generate the pressure difference between the hot and cold sides to induce the water boiling at the temperature of the heating tank which is less than the boiling temperature of the water under the atmospheric pressure.

**Keywords:** thermal energy, water distillation, heat pump, energy saving, evaporation, condensation, heat input, latent heat of vaporization

### Введение

Существует широкий выбор физических, химических, физико-химических и биологических процессов очистки воды, такие как: химическое взаимодействие с последующим уменьшением жесткости [1]; механическое размягчение для удаления твердых примесей, как в [2]; испарения жидкости и конденсации в виде дистиллированной воды [3] и [4]; «Обратный осмос», для отделения адсорбированных компонентов [5]. Данные процессы также применяются комбинированным способом, что приводит к более эффективной очистке воды [6]. Во всех вышеперечисленных процессах применяются компоненты разного химического состава, которые в процессе дистилляции приводят к образованию агрегатного остатка, что приводит к загрязнению окружающей среды.

### Термический анализ

Как известно, что для испарения жидкости необходимо тепло [7]. Температура кипения зависит от давления, создаваемого в процессе испарения жидкости. Для завершения процесса испарения необходимы два типа тепла. Чтобы повысить температуру жидкости до достижения насыщенного жидкого состояния (температура кипения), необходимо осуществить подвод тепла. Давление жидкости контролирует температуру его кипения [8]. Связь между ними является прямой. С уменьшением давления снижается и температура кипения. Скрытая теплота парообразования необходима для завершения процесса испарения при постоянной температуре и давлении [9]. После фазового перехода жидкости в пар, его температура начинает повышаться совместно с теплопередачей, для достижения температуры испарения. Цель данной работы заключается в процессе испарения воды с последующей конденсацией, для получения дистиллированной водой. Все тепловые процессы объединяет то, что их можно решить термодинамическим путем. На (рис.1) представлена (T-S) диаграмма испарения жидкости.

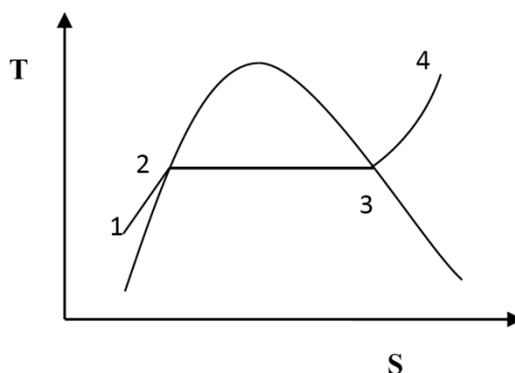


Рис. 1. Шаги испарения на диаграмме (T-S):  
- (1-2) подвод тепла; - (2-3) фазовый переход; - (3-4) подвод тепла.

Количество тепла, подведенное в процессе (1-2), может быть найдено как:

$$Q_{(1-2)} = C_p (t_2 - t_1) \quad (1)$$

где:  $Q_{(1-2)}$  – подвод тепла, (кДж / кг);  $C_p$  - теплоемкость воды при постоянном давлении, (кДж / кг \* °C);  $t_1, t_2$  - температура воды в начале и в конце процесса, (°C).

Количество теплоты в процессе (2-3) определяется как:

$$Q_{(2-3)} = (h_3 - h_2) \quad (2)$$

где:  $Q_{(2-3)}$  – количество теплоты, необходимое для фазового перехода «вода-пар», (кДж / кг);  $h_2$  и  $h_3$  - энтальпия в точках 2 и 3 (кДж / кг).

Количество теплоты в процессе (3-4) определяется как:

$$Q_{(3-4)} = C_p (t_4 - t_3) \quad (3)$$

где:  $Q_{(3-4)}$  – количество теплоты, необходимое для перегрева пара (кДж / кг);  $C_p$  - теплоемкость перегретого пара при постоянном давлении (кДж / кг \* °C);  $t_3, t_4$  - температура пара на входе и выходе в процессе соответственно (°C).

Для получения дистиллированной воды, с целью снижения температуры пара, его необходимо подвергнуть процессу конденсации. Реверсирование процесса испарения

вернет жидкость в исходное агрегатное состояние, т.к. все термодинамические процессы обратимы, как показана на (рис. 2).

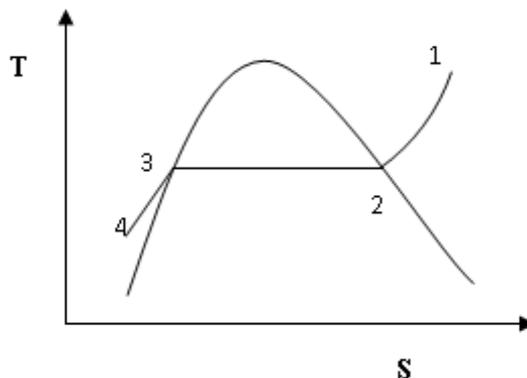


Рис. 2. Стадии конденсации:  
- (1-2) отвод тепла; - (2-3) фазовый переход; - (3-4) отвод тепла.

Количество тепла определяется по следующим формулам:

$$Q_{(1-2)} = C_p (t_1 - t_2) \quad (4)$$

где:  $Q_{(1-2)}$  - отвод тепла, (кДж / кг);  $C_p$  - теплоемкость пара при постоянном давлении, (кДж / кг \* °C);  $t_1, t_2$  - температуры пара в начале и в конце процесса соответственно, (°C).

$$Q_{(2-3)} = (h_2 - h_3) \quad (5)$$

где:  $Q_{(2-3)}$  - количество теплоты, необходимое для фазового перехода «пар-вода» (кДж / кг).

$$Q_{(3-4)} = C_p (t_3 - t_4) \quad (6)$$

где:  $Q_{(3-4)}$  - количество теплоты, необходимое для достижения расчетной температуры дистиллированной воды (кДж / кг);  $C_p$  - удельная теплоемкость воды при регулируемом давлении (кДж / кг \* °C);  $t_4$  - температура воды, выходящей из системы (°C).

Преимущество использования теплового насоса в данной работе - экономия энергии и обеспечение дистиллированной водой при заданной температуре. Охлаждение воды зависит от выбора модификации теплового насоса.

Тепловой насос представляет собой устройство, которое переносит тепло от своего рабочего агента, с возможностью его использования при низкой температуре, и обращается к источнику потребления [10], [11] и [12]. Конструкция тривиального теплового насоса состоит из пяти основных устройств: компрессора, конденсатора, расширительного устройства (дрессель), испарителя и рабочего агента [13].

Задача компрессора заключается в повышении давления хладагента, для обеспечения процесса конденсации. Далее сжиженный рабочий агент под высоким давлением поступает в расширительное устройство (дрессель), с целью понижения давления рабочего агента с последующим испарением. Количество тепла, необходимое для процесса испарения, подводилось из окружающей среды работы испарителя [14]. После, рабочий хладагент поступает обратно в компрессор для завершения цикла, а затем повторяет все вышеперечисленные процессы.

В тепловых насосах используются многие типы рабочих хладагентов. В данной работе выбран хладагент (R-134a). Данный газ является инертным, невоспламеняющимся и экономически эффективен.

Представление о работе данной системы можно отразить на диаграммах термодинамических системах (P-H) (рис. 3а) и (T-S) (рис. 3б).

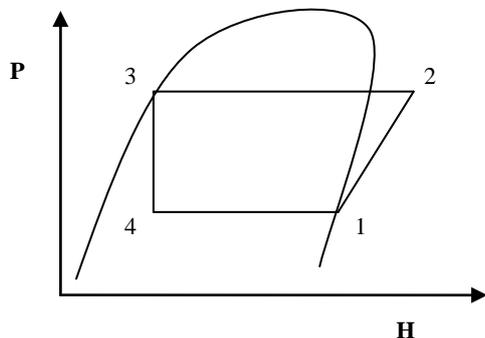


Рис. 3а

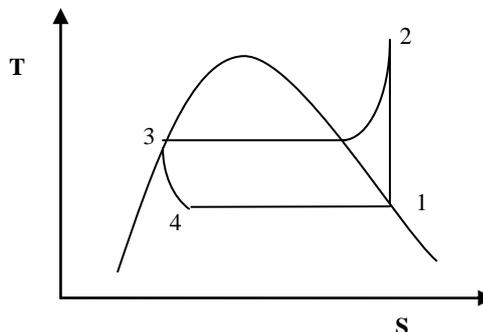


Рис. 3б

Компрессор осуществляет сжатие и подачи хладагента от 1 до 2. Мощность компрессора может быть вычислена с помощью уравнения:

$$P_c = \dot{m} (h_2 - h_1) \quad (7)$$

где:  $P_c$  - мощность компрессора, (кДж / кг);  $\dot{m}$  - массовый расход хладагента, (кг / с);  $h_1$  - энтальпия хладагента перед сжатием, (кДж / кг);  $h_2$  - энтальпия хладагента на входе в конденсатор, (кДж / кг).

Процесс сжатия приводит к повышению температуры рабочего агента, поскольку зависимость между давлением и температурой является прямой [15], следовательно, конденсатор охлаждает хладагент при постоянном давлении, для изменения его агрегатного состояния. Тепло, отобранное конденсатором, можно найти при следующей функции:

$$Q_c = \dot{m} (h_2 - h_3) \quad (8)$$

где:  $Q_c$  – количество тепла, отброшенное конденсатором (кВт);  $h_3$  - энтальпия жидкого хладагента перед входом в расширительное устройство, (кДж / кг).

На третьей стадии цикла происходит изотермический процесс, при котором не происходит передача тепла и энтальпия является постоянной (т.е.  $h_3 = h_4$ ). Конечной стадией цикла системы теплового насоса является испарение хладагента, с целью охлаждения и подачи его в виде перегретого газа на вход в компрессор. Процесс испарения требует тепла, которое потребуется от окружающей среды испарителя [16].

$$Q_e = \dot{m} (h_1 - h_4) \quad (9)$$

где:  $Q_e$  – количество тепла, отобранное испарителем, (кДж / кг);  $h_4$  - энтальпия хладагента на входе в испаритель, (кВт).

Режим работы теплового насоса – одинаковая потребность в холоде и теплоте. Каждый из режимов используется в разных вариациях [17]. При использовании цикла для охлаждения производительность является функцией охлаждающего эффекта [18]. Связь между охлаждающим эффектом и работой компрессора представляет собой коэффициент охлаждения производительности (C.C.O.P.), как в показано в следующей формуле:

$$\text{C.C.O.P.} = \frac{\text{охлаждающий эффект}}{\text{работа компрессора}}$$

$$\text{C.C.O.P.} = \frac{(h_1 - h_4)}{(h_2 - h_1)} \quad (10)$$

Коэффициент производительности – безразмерная величина [18], диапазон составляет (от 3 до 8). Значение (C.C.O.P.) зависит от нескольких переменных, которые представляют собой: разность давлений между горячей и холодной сторонами; типом рабочих материалов, используемых при изготовлении теплообменников; хладагентом. [19].

Коэффициент теплопроизводительности (H.C.O.P.) зависит от количества тепла, выходящего из конденсатора и компрессора. Он более высок в процессе нагрева [20], и зависит от тех же факторов, что и (C.C.O.P.) формула (11):

$$\text{H.C.O.P.} = \frac{\text{тепловой эффект}}{\text{работа компрессора}}$$

$$\text{H.C.O.P.} = \frac{(h_2 - h_3)}{(h_2 - h_1)} \quad (11)$$

Если вернуться к (рис. 3), можно сказать, что тепло, отобранное конденсатором, равно сумме количества тепла, поглощаемого в испарителе и работе компрессора, соответственно:

$$(h_2 - h_3) = (h_1 - h_4) + (h_2 - h_1)$$

Поэтому:

$$\text{H.C.O.P.} = \frac{(h_1 - h_4) + (h_2 - h_1)}{(h_2 - h_1)}$$

Затем:

$$\text{H.C.O.P.} = \frac{(h_1 - h_4)}{(h_2 - h_1)} + 1$$

$$\text{H.C.O.P.} = \text{C.C.O.P.} + 1 \quad (12)$$

Внедрение данной технологии для очистки воды, окажет экономическую эффективность по затратам на энергию примерно в 7 раз, относительно конкурентов.

#### **Тепловой расчет**

В данной работе совмещены две различные, зависящих друг от друга, технологические схемы. Первая – это тепловой насос, который представляет собой источник тепла и теплоотвод для процесса дистилляции. Вторая – емкости для сбора дистилляционной воды. Конденсатор является источником подвода тепла к воде [21]. Допустимая температура конструкции конденсатора не достигает температуры кипения воды при обычных условиях, (100 °C) [22], следовательно, давление в емкости, в которой находится конденсатор, должно быть уменьшено до достижения критического значения, при котором вода начинает испаряться, либо при температуре конденсатора или меньше его. На (рис. 4) приведена технологическая схема процесса дистилляции воды.

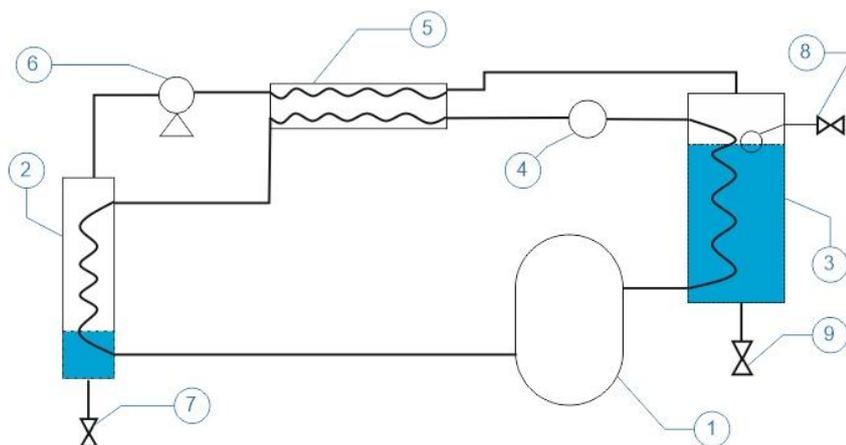


Рис. 4. Технологическая схема дистилляции воды

Емкость, в которой находится конденсатор, имеет два клапана. Первый (8) служит для подачи очищаемой воды и управляется поплавком, для поддержания постоянного уровня воды. Второй клапан (9), для слива концентрированной воды, во избежание накопления соли внутри контейнера.

В обычном цикле, хладагент переходит из конденсатора в расширительное устройство, с последующим входом в испаритель. Расширительное устройство является границей между низкой и высокой температурой хладагента, поскольку жидкий хладагент начнет испарение непосредственно после нее [23], следовательно, трубные соединения между расширительным устройством и испарителем не подвергаются нагреванию. Водяной пар, покидающий зону испарения (3), примерно находится при температуре работы конденсатора. Задача теплообменника (5) заключается в охлаждении водяного пара с целью увеличения массового расхода вакуумного насоса, что приводит к снижению мощности нагнетания. После образования конденсата в емкости (2), происходит накопление дистиллированной воды, которая выходит из прибора через клапан (7).

#### Проектные допущения

Хладагент, используемый в данной работе, является ( $R-134a$ ). Температура конденсатора  $60\text{ }^{\circ}\text{C}$ . Температура испарителя  $5\text{ }^{\circ}\text{C}$ . Давление в емкости конденсатора  $15\text{ кПа}$ . Температура кипения воды при этом давлении  $53\text{ }^{\circ}\text{C}$ . Мощность компрессора  $0,33333\text{ л.с.}$ , что эквивалентно  $0,24866\text{ кВт}$ .

Из (P-h) диаграммы хладагента ( $134\text{ а}$ ), разницу в энтальпии определяли через конденсатор  $h_2-h_3$  и составила  $147\text{ кДж / кг}$ . Разница в энтальпии через компрессор  $h_2-h_1$  составила  $33\text{ кДж / кг}$ .

Используя уравнение (7), массовый расход хладагента равен ( $0,007535\text{ кг / с}$ ). Тепло, отобранное от конденсатора, кВт в результате уравнения (8), составило  $1,1077$ .

Для завершения процесса испарения необходимы два типа тепла. Чтобы повысить температуру жидкости до достижения насыщенного жидкого состояния (температура кипения), необходимо осуществить подвод тепла, уравнение (1). Скрытая теплота парообразования, осуществляет фазовый переход «вода-пар» при постоянной температуре (примечание (2)). Для определения количества дистиллированной воды в течение часа, может быть найдено через уравнение (15):

$$Q_{\text{подвод}} = m C_p \Delta t_w \quad (13)$$

где:  $m$  - масса воды, (кг);  $\Delta t_w$  - разница температур подаваемой водой и температурой кипения воды при расчетном давлении, ( $^{\circ}\text{C}$ ).

Подача воды осуществляется при комнатной температуре ( $24^{\circ}\text{C}$ ):

$$Q_{\text{подвод}} = m (4,18) \cdot (53-24)$$

$$Q_{\text{подвод}} = 121,22m$$

Скрытая теплота:

$$Q_{\text{скр.тепл.пар.}} = m h_{fg} \quad (14)$$

где:  $h_{fg}$  - количество теплоты, необходимого для фазового перехода и составила ( $2378 \text{ кДж / кг}$ ) при  $53^{\circ}\text{C}$ , следовательно:

$$Q_{\text{скр.тепл.пар.}} = 2378m$$

Общее количество теплоты, требуемого для испарения - это суммирование подведенной и скрытой теплоты парообразования:

$$Q_{\text{общий}} = Q_{\text{подвод}} + Q_{\text{скр.тепл.пар.}}$$

Количество получения дистиллированной воды можно вычислить с помощью следующего уравнения:

$$1.1077 = 121.22m + 2378m$$

$$m = \frac{1.1077}{2499.22}$$

$$m = 4.4322 * 10^{-4} \text{ кг/с} = 1.5955 \text{ л/с}$$

Емкость для сбора дистиллята находится под атмосферным давлением или выше. Водяной пар будет конденсироваться вследствие разности температур насыщения воды. Данная емкость служит охладителем и дистиллятором воды.

### Выводы

1. Конденсатор теплового насоса является источником тепла для процесса испарения.
2. Рабочая температура конденсатора выше, чем температура кипения воды под давлением внутри емкости, которая является испарителем
3. Рабочая температура испарителя и теплового насоса подходит для обеспечения допустимой температуры питьевой воды.
4. Тепловая энергия, полученная при применении данной технологии, в 4 раза превышает затрачиваемую энергию, что приводит к экономии энергии, и, следовательно, цена получаемой дистиллированной вода будет понижаться.
5. Установка может быть изготовлена разных в габаритах в зависимости от использования, что дает возможность использовать в домашних условиях и быту.

### Литература

1. Sharon O. Skipton and Bruce I. Dvorak. Water softening (Ion exchange). Drinking water treatment, NebGuide, 2014
2. Bruce I. Dvorak and Sharon O. Skipton. Sediment filtration. Drinking water treatment, NebGuide, 2013.:
3. Х.Амбарита. Исследование производительности естественной вакуумной опреснительной системы с использованием низкотемпературного источника тепла.//Тематические исследования в теплотехнике. 2016.Том 8.С.346-358
4. Ихсан Хамаванд.,Ларри Льюис.,Нореддин Гаффар., Йохен Бундшу. Опреснение соленой воды с использованием вакуумной распылительной сушилки, проводимой в действие солнечной энергией,Опреснение. 2017.Т404.С 182–191.
5. Bruce I. Dvorak, Sharon O. Skipton, Reverse Osmosis, Drinking Water Treatment, NebGuide, 2014.
6. Adam Shull, The Design and Creation of a Portable Water Purification System, graduate program in Engineering & Computer Science at Andrews University, 2012.
7. W. Li, X. Feng, L.J. Yu, J. Xu. Effects of evaporating temperature and internal heat exchanger on organic Rankine cycle. //Applied Thermal Engineering 31 (2011) 4014e4023.
8. Joseph M. Powers. Lecture notes on thermodynamics. 2017, pp:45.
9. Dayong Gao and Michael C. McGoodwin. Engineering Thermodynamics, 2016, pp: 26.
10. Ir. P. Pattijn, Alex Baumans, Fifth-generation thermal grids and heat pumps, 12th IEA heat pump conference. 2017.
11. K.J.Chua, S.K.ChouW.M.Yang. Advances in heat pump systems: A review. Applied Energy. 2010. Pp 3611-3624.
12. Zuo Cheng, Wenxing Shi, Baolong Wang, Vapor injected heat pump using non-azeotropic mixture R32/R1234ze(E) for low temperature ambient, 12th IEA heat pump conference. 2017.
13. Compact Heat Pumps, 12th International Heat Pump Conference 2017, Rotterdam, The Netherlands.
14. Bijan Kumar Mandal, Madhu Sruthi Emani, Ranendra Roy. Development Of Refrigerants: A Brief Review// Indian Journal of Scientific Research. 2018. 13(6).
15. Shao, Long, Ma, Xinling, Wei, Xinli, Hou, Zhonglan, Meng, Xiangrui. Design and experimental study of a small-sized organic Rankine cycle system under various cooling conditions, Energy, 2017.
16. VincenzoTufano. Heat recovery in distillation by means of absorption heat pumps and heat transformers. Applied Thermal Engineering. 1997. Vol 17. Pp 171-178.
16. Null, H.R. Heat pump in distillation. CHEMICAL ENGINEERING PROGRESS.1976. Vol 72., Pp 58-64
17. W.Rivera, A.Huicochea, H.Martínez, J.Siqueiros, D.Juárez, E.Cadenas. Exergy analysis of an experimental heat transformer for water purification.// ENERGY. 2011.Vol 36., pp 320-327.
18. W.Rivera, J.Siqueiros, H.Martínez, A.Huicochea. Exergy analysis of a heat transformer for water purification increasing heat source temperature. //Applied Thermal Engineering. 2010.Vol 30. Pp 2088-2095.
19. EduardoDíez, PaulLangston, GabrielOvejero, M. DoloresRomero. Economic feasibility of heat pumps in distillation to reduce energy use.// Applied Thermal Engineering. 2009.Vol.29,pp 1216-1223.
20. J.P. Chyng, C.P. Lee, B.J. Huang. P erformance analysis of a solar-assisted heat pump water heater.// Solar Energy 2003.Vol.74,pp 33–44.
21. Schibuola L. Heat pump seasonal performance evaluation: a proposal for a European Standard. //Applied Thermal Energy 2000;20: 387–398.

### Авторы публикации

**Омар Абдулхади Мустафа Альмохаммед** – аспирант Казанского государственного энергетического университета.

**Тимербаев Наиль Фаритович** – д-р.техн.наук, профессор, зав. кафедрой возобновляемых источников энергии, Казанского государственного энергетического университета.

**Мазаров Иван Юрьевич** – инженер кафедры возобновляемых источников энергии, Казанского государственного энергетического университета.

## References

1. Sharon O. Skipton and Bruce I. Dvorak. Water softening (Ion exchange). Drinking water treatment, NebGuide, 2014.
2. Bruce I. Dvorak and Sharon O. Skipton. Sediment filtration. Drinking water treatment, NebGuide, 2013.
3. H.Ambarita.Issledovanie proizvoditel'nosti estestvennoj vakuumnoj opresnitel'noj sistemy s ispol'zovaniem nizkSORTnogo istochnika tepla. *Tematicheskie issledovaniya v teplotekhnike*. 2016;8:346-358.(In Russ).<https://doi.org/10.1016/j.csite.2016.09.005>
4. Ihsan Hamavand, Larri L'yuis, Noredin Gaffur, Johen Bundshu, Opresnenie solenoy vody s ispol'zovaniem vakuumnoj raspylitel'noj sushilki, privodimoy v dejstvie solnechnoy energiej, Opresnenie.2017;404:182-191 (In Russ).doi: 10.1016 / j.desal.2016.11.015
5. Bruce I. Dvorak, Sharon O. Skipton, Reverse Osmosis, Drinking Water Treatment, NebGuide, 2014.
6. Adam Shull, The Design and Creation of a Portable Water Purification System, graduate program in Engineering & Computer Science at Andrews University, 2012.
7. W. Li, X. Feng, L.J. Yu, J. Xu. Effects of evaporating temperature and internal heat exchanger on organic Rankine cycle. *APPLIED THERMAL ENGINEERING*. 2011;31:4014e4023. doi10.1016 / j.applthermaleng.2011.08.003
8. Joseph M. Powers. Lecture notes on thermodynamics. 2017, pp:45.
9. Dayong Gao and Michael C. McGoodwin. Engineering Thermodynamics, 2016, pp: 26.
10. Ir. P. Pattijn, Alex Baumans, Fifth-generation thermal grids and heat pumps, *12th IEA heat pump conference*. 2017.
11. K.J.Chua, S.K.ChouW.M.Yang. Advances in heat pump systems: //A review. *Applied Energy*. 2010(38). Pp 3611-3624.
12. Zuo Cheng, Wenxing Shi, Baolong Wang, Vapor injected heat pump using non-azeotropic mixture R32/R1234ze(E) for low temperature ambient, *12th IEA heat pump conference*. 2017.
13. Compact Heat Pumps, Operation of heat pumps for smart grid integrated buildings with thermal energy storage *12th International Heat Pump Conference* May 2017, Rotterdam, The Netherlands.
14. Bijan Kumar Mandal, Madhu Sruthi Emani, Ranendra Roy. Development Of Refrigerants: A Brief Review// *Indian Journal of Scientific Research*. 2018. 13(6).
15. Shao, Long, Ma, Xinling, Wei, Xinli, Hou, Zhonglan, Meng, Xiangrui. Design and experimental study of a small-sized organic Rankine cycle system under various cooling conditions, *Energy*, 2017. doi: 10.1016/j.energy.2017.04.092
16. VincenzoTufano. Heat recovery in distillation by means of absorption heat pumps and heat transformers.// *APPLIED THERMAL ENGINEERING*. 1997;17:171-178. [https://doi.org/10.1016/S1359-4311\(96\)00018-X](https://doi.org/10.1016/S1359-4311(96)00018-X)
17. Null, H.R. Heat pump in distillation. *Chemical Engineering Progress*. 1976.Vol 72, , Pages 58-64. <https://doi.org/10.1002/er.4440110303>
18. W.Rivera, A.Huicochea, H.Martínez, J.Siqueiros, D.Juárez, E.Cadenas. Exergy analysis of an experimental heat transformer for water purification. *Energy*. 2011;36:20-327. doi: 10.1016 / j.energy.2010.10.036
19. W.Rivera, J.Siqueiros, H.Martínez, A.Huicochea. Exergy analysis of a heat transformer for water purification increasing heat source temperature. *Applied Thermal Engineering*. 2010;30 :2088-2095.

20. Eduardo Díez, Paul Langston, Gabriel Ovejero, M. Dolores Romero. Economic feasibility of heat pumps in distillation to reduce energy use. *Applied Thermal Engineering*. 2009;29: 1216-1223.

21. J.P. Chyng, C.P. Lee, B.J. Huang. Performance analysis of a solar-assisted heat pump water heater. *Solar Energy* 2003;74:33–44.

22. Schibuola L. Heat pump seasonal performance evaluation: a proposal for a European Standard. *Applied Thermal Energy* 2000;20: 387–398.

**Authors of the publication**

**Omar A. M. Almohamed**- Kazan State Power Engineering University, Kazan, Russia.

**Nail F. Timerbaev** - Kazan State Power Engineering University, Kazan, Russia.

**Ivan Yu. Mazarov** -Kazan State Power Engineering University, Kazan, Russia.

**Поступила в редакцию**

**03 апреля 2019 г**