



Научная статья

DOI 10.22363/2312-8143-2019-20-1-14-19

УДК 621.436

Влияние температур низкопотенциального источника и потребителя теплоты на эффективность теплового насоса

Ю.А. Антипов*, К.В. Шкарин†, И.И. Шаталова‡, С.А. Егоров§, Н.У. Матякубова**

Российский университет дружбы народов, Российская Федерация, 117198, Москва, ул. Миклухо-Маклая, 6

История статьи:

Поступила: 12 декабря 2018

Доработана: 19 января 2019

Принята: 30 января 2019

Ключевые слова:

тепловой насос;

экспериментальная установка;

коэффициент преобразования

В статье приводятся описание экспериментальной установки для испытания теплового насоса и результаты его работы при различных температурах низкопотенциального источника теплоты и теплопотребителя. От значений этих температур в значительной степени зависит эффективность теплового насоса. Теоретическое определение параметров эффективности дает широкий разброс параметров теплового насоса из-за сложности определения внешних и внутренних потерь, поэтому экспериментальное исследование работы теплового насоса при различных температурных условиях является актуальной задачей. Главным показателем эффективности теплового насоса служит коэффициент преобразования (отношение отданной теплопотребителю теплоты к затраченной в компрессоре работе). Для определения достоверной величины коэффициента преобразования проведены испытания компрессионного теплового насоса. В качестве рабочего тела использовался хладагент R-142b. Установлено, что при увеличении температуры теплопотребителя коэффициент преобразования теплового насоса резко падает. Также коэффициент преобразования теплового насоса понижается при уменьшении температуры низкопотенциального источника теплоты.

Введение

Тепловые насосы (ТН) получили широкое распространение в мире [1—4]. К настоящему времени масштабы их внедрения довольно значительны. Они применяются как для целей теплоснабжения

[5], так и в промышленности [6]. Например, в Швеции 50 % всего отопления обеспечивают ТН. В Германии предусмотрена существенная дотация государства на установку ТН, в США ежегодно их производится около 1 млн и более 30 % домов

* Доцент департамента машиностроения и приборостроения, Инженерная академия, к.т.н., доцент; rudntit@yandex.ru

† Ассистент департамента машиностроения и приборостроения, Инженерная академия

‡ Доцент департамента инженерного бизнеса и менеджмента, Инженерная академия, к.с.-х.н

§ Студент департамента машиностроения и приборостроения, Инженерная академия

** Студент департамента машиностроения и приборостроения, Инженерная академия

© Антипов Ю.А., Шкарин К.В., Шаталова И.И., Егоров С.А., Матякубова Н.У., 2019



оборудованы установками с ТН, в Стокгольме 12 % всего отопления города обеспечивается с помощью ТН [7]. Но даже в промышленно развитых странах, где ТН находят массовое применение, уровень их развития не отвечает потенциальным возможностям [8].

В России теплонасосная техника пока находится в стадии опытно-промышленного освоения [9–13]. Такое отставание неоправданно для нашей страны, где в условиях роста цен на топливо, тяжелой экологической обстановки во многих городах, при большой продолжительности отопительного периода преимущества ТН в качестве теплоисточников могут быть реализованы с наибольшей полнотой. Причины сложившегося положения с теплонасосной техникой, по мнению В.П. Проценко [14], заключаются в следующем:

- последовательная многолетняя ориентация на первоочередное развитие теплофикации;
- отнесение вопросов, связанных с децентрализованным теплоснабжением, к разряду второстепенных;
- отсутствие механизмов, стимулирующих внедрение ресурсосберегающих технологий и развитие новой техники;
- отсутствие крупных программ и системных исследований, направленных на раскрытие потенциальных возможностей ТН (отсюда и их недооценка).

Приведенный перечень причин можно дополнить другими, общими для всех стран. Одна из них — исторически сложившийся подход к ТН как к одному из видов холодильной техники, что зачастую приводит к созданию неоптимизированных по термодинамическим, схемным и конструктивным решениям агрегатов, недоиспользованию потенциала ТН [15; 16].

1. Определение коэффициента преобразования расчетным путем

Коэффициент преобразования μ теплового насоса является главным параметром (применяются также названия — коэффициент трансформации, отопительный коэффициент), характеризующим его эффективность. Величина μ — это отношение тепловой мощности (теплового потока) Q , вырабатываемой ТН, к мощности N , затрачиваемой на привод компрессора, определяемая по выражению

$$\mu = \frac{Q}{N} = \frac{G_B (t_{B2} - t_{B1}) t_{PB}}{G (i_{2ад} - i_1) / \eta_k}, \quad (1)$$

где G_B и G — расходы воды, охлаждающей конденсатор и рабочее тело ТН; t_{B1} и t_{B2} — температуры охлаждающей воды на входе и выходе из конденсатора; i_1 — энтальпия рабочего тела ТН на входе в компрессор; $i_{2ад}$ — энтальпия рабочего тела при адиабатическом сжатии на выходе из компрессора; η_k — КПД компрессора, $\eta_k = \eta_i \eta_M$, $\eta_i \eta_M$ — внутренний и механический КПД компрессора.

Для определения μ из (1) необходимо нанести рабочий цикл ТН на T, S -диаграмму, определить величины энтальпий и подсчитать теплоту, получаемую в конденсаторе, переохладителе и испарителе [4].

Для приближенных расчетов по определению μ можно использовать уравнение:

$$\mu = \mu_t \cdot \eta, \quad (2)$$

где μ_t — теоретический коэффициент преобразования обратного цикла Карно:

$$\mu_t = \frac{T}{T - T_0} = \frac{T}{\Delta T}, \quad (3)$$

где T и T_0 — температуры высокотемпературного и низкотемпературного источников теплоты.

Коэффициент η зависит от многих факторов, учитывает внешние и внутренние потери и лежит в пределах 0,45–0,65. Внутренние потери связаны с процессами состояния хладагента внутри установки (потери в дросселе и компрессоре). Внешние потери замыкаются на процессы теплообмена хладагента с верхним и нижним источниками тепла в испарителе и конденсаторе [18; 19].

При температуре низкотемпературного источника $T_0 = 283 \text{ K} = 10 \text{ }^\circ\text{C}$, $T = 323 \text{ K} = 50 \text{ }^\circ\text{C}$, $\Delta T = 40 \text{ K}$ величина $\mu_t = 8,05$.

Если коэффициент потерь $\eta = 0,6$, то коэффициент преобразования $\mu = \eta \cdot \mu_t = 4,82$.

Сравним два варианта: первый ТН обеспечивает радиаторное отопление жилого помещения ($T = 50 \text{ }^\circ\text{C} = 323 \text{ K}$), а второй ТН применяется при низкотемпературном (напольном) отоплении ($T = 35 \text{ }^\circ\text{C} = 308 \text{ K}$). Температура нижнего источника одинакова: $T_0 = 283 \text{ K} = 10 \text{ }^\circ\text{C}$. Коэффициент преобразования μ по формуле (2):

$$\mu_{\text{рад}} = 4,82; \mu_{\text{нап}} = 7,3.$$

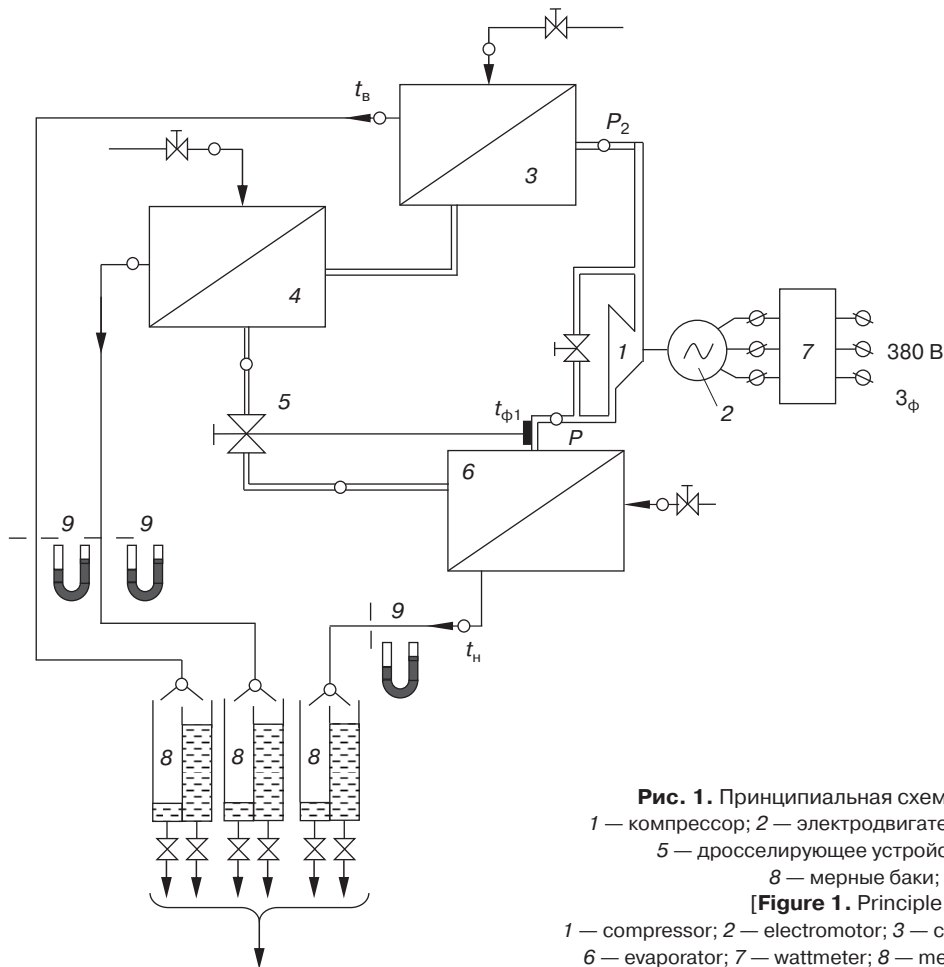


Рис. 1. Принципиальная схема для испытания теплового насоса:
 1 — компрессор; 2 — электродвигатель; 3 — конденсатор; 4 — переохладитель;
 5 — дросселирующее устройство; 6 — испаритель; 7 — ваттметр;
 8 — мерные баки; 9 — мерные диафрагмы
[Figure 1. Principle circuit for heat pump test:
 1 — compressor; 2 — electromotor; 3 — condenser; 4 — overcooler; 5 — throttling device;
 6 — evaporator; 7 — wattmeter; 8 — measuring tanks; 9 — the measuring diaphragm]

Таким образом, при напольном отоплении помещения по сравнению с радиаторным отоплением использование ТН становится более эффективным в более чем 1,5 раза.

Конечно, надежную величину μ может дать только эксперимент. С этой целью в лаборатории департамента машиностроения и приборостроения РУДН были проведены испытания теплового насоса.

Схема испытательного стенда показана на рис. 1.

Компрессор (1) приводится в действие асинхронным электродвигателем (2) мощностью 2,5 кВт. Выход компрессора присоединен ко входу в конденсатор (3), который последовательно через переохладитель (4), дросселирующее устройство (5) и испаритель (6) подключен ко входу компрессора (1). К электродвигателю (2) подключен ваттметр (7). Через второй контур конденсатора (3), переохладителя (4) и испарителя (6) проходит охлаждающая вода, расход которой можно определить соответственно тремя мерными баками (8) и тремя мерными диафрагмами (9).

2. Основные данные экспериментальной установки

Компрессор — одноступенчатый, двухцилиндровый, потребляемая мощность — 2,5 кВт, максимальное давление на выходе — 1,7 МПа, расход — 80 л/мин, заправка — рабочий агент фреон — 3,5 кг, объемная производительность 10 м³/ч, диаметр поршня 35 мм, ход поршня 32,4 мм. В картере компрессора расположен электронагреватель, который подогревает масло в момент пуска компрессора после его длительного простоя.

Конденсатор — горизонтальный кожухотрубный теплообменник с накатными медными трубками общей площадью 1,75 м², развальцованными в трубных досках. С торцов конденсатор закрыт водяными крышками с расположенными в них перепускными каналами, обеспечивающими 12-кратное прохождение охлаждающей воды в рабочей полости конденсатора. Максимальное давление рабочего агента в конденсаторе равно 1,5 МПа, охлаждаю-

шей воды 0,6 МПа. Допустимый рабочий диапазон температуры для рабочего агента t_{ϕ} лежит в пределах 275—373 К, для воды $t_{\text{в}}$ и $t_{\text{н}}$ — 275—323 К.

Испаритель — конструктивно выполнен так же, как и конденсатор.

Таблица/Table

Основные данные фреона R-142b
[Basic data of freon R-142b]

Химическая формула [Chemical formula]	$\text{C}_2\text{H}_2\text{F}_2\text{Cl}$
Молекулярная масса [Molecular weight]	100,48
Газовая постоянная, Дж/кг К [Gas constant]	82,74
Нормальная температура насыщения*, °C [Normal saturation temperature]	-9,21
Критическая температура, °C [Critical temperature]	136,45
Критическое давление, МПа [Critical pressure]	4,138
Показатель адиабаты [Adiabatic index]	1,135
Коэффициент Трутона, mr_s/T_s [Trouton's Ratio]	20,28
Число Гильдберга, $T_{\text{кр}}/T_s$ [The Number of Guldberg]	1,55

* — при давлении 0,1013 МПа.

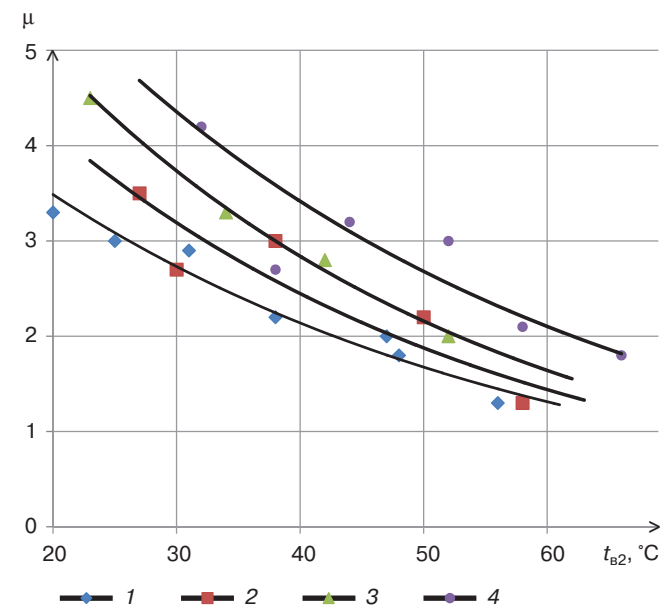


Рис. 2. Зависимость коэффициента преобразования от температуры верхнего источника теплоты $t_{\text{в}2}$ при различных температурах нижнего источника теплоты $t_{\text{н}1}$:
1 — 15 °C; 2 — 18 °C; 3 — 20 °C; 4 — 25 °C

[Figure 2.] The dependence of the conversion efficiency on the temperature of the upper heat source $t_{\text{в}2}$ at different temperatures of the lower heat source $t_{\text{н}1}$:
1 — 15 °C; 2 — 18 °C; 3 — 20 °C; 4 — 25 °C]

Исследовалась работа ТН на рабочем агенте R-142b, физические свойства которого представлены в таблице. Результаты испытаний показаны на рис. 2.

На рис. 2 представлена зависимость коэффициента преобразования теплового насоса от температуры горячего и холодного источников теплоты.

Выводы

Из данных, приведенных на рис. 2, следует:

1) при увеличении температуры верхнего источника (температуры воды, поступающей потребителю) коэффициент преобразования ТН резко падает, так, при повышении температуры теплопотребителя с 40 до 60 °C μ уменьшается с 3,4 до 2,2, то есть на 35 %;

2) с повышением температуры нижнего источника (вода, поступающая в испаритель) μ увеличивается. Так, при $t_{\text{в}2} = 40$ °C и температуре $t_{\text{н}1} = 15$ °C коэффициент преобразования $\mu = 2,2$, а при температуре $t_{\text{н}1} = 25$ °C коэффициент преобразования $\mu = 3,4$, то есть увеличивается на 35 %.

Список литературы

- [1] Андрющенко А.И. Возможная экономия топлива от использования утилизационных ТНУ в системах энергосбережения предприятий // *Промышленная энергетика*. 2003. № 2. С. 7—10.
- [2] Воздушные тепловые насосы. М.: Аква-Терм, 2012. 92 с.
- [3] Кулаковский А.И., Новиков В.И., Червяков С.С. Ремонт и эксплуатация холодильных установок. М.: Высшая школа, 1992. 256 с.
- [4] Быков А.В., Калнинь И.М., Крузе А.С. Холодильные машины и тепловые насосы. М.: Агропромиздат, 1988. 287 с.
- [5] Хайнрих Г. Теплонасосные установки для отопления и горячего водоснабжения. М.: Стройиздат, 1985. 351 с.
- [6] 9th International IEA Heat Pump Conference. Large scale industrial heat pumps — market analysis, potentials, barriers and best-practice examples. Zurich, Switzerland, 2008.
- [7] Бараненко А.В., Бухарин Н.Н., Пекарев В.И., Тимофеевский Л.С. Холодильные машины: учебник для студентов вузов специальности — «Техника и физика низких температур». СПб.: Политехника, 2006. 944 с.
- [8] Фортвов В.Е., Шпильрайн Э.Э. Энергия и энергетика. М.: Букос, 2004. 76 с.
- [9] Смордин А.И., Паршин С.А. Оптимизация состава холодильного агента низкотемпературной ступени цикла на двойном смешанном хладагенте // *Химическое и нефтегазовое машиностроение*. 2018. № 7. С. 21—25.
- [10] Малафеев И.И., Маринюк Б.Т., Ильин Г.А. Разработка и расчетно-экспериментальное исследование теплового насоса для систем вакуумной дистилляции воды //

- Химическое и нефтегазовое машиностроение. 2018. № 9. С. 24—28.
- [11] Шаталов И.К., Антипов Ю.А., Дубенцов К.Г. Применение цикла Лоренца в тепловых насосах // Химическое и нефтегазовое машиностроение. 2017. № 11. С. 23—24.
- [12] Антипов Ю.А., Патрахальцев Н.Н., Ощепков П.П., Шаталов И.К., Шаталова И.И. Повышение эффективности когенерационной установки на базе газового двигателя внутреннего сгорания // АвтоГазоЗаправочный комплекс + Альтернативное топливо. 2018. Т. 17. № 11. С. 504—506.
- [13] Проценко В.П. Ресурсо- и природосберегающая энергетика России // Энергосбережение и водоподготовка. 2017. № 5 (109). С. 6—15.
- [14] Шаталов И.К. Теплонасосные установки с приводом от тепловых двигателей: учебное пособие. М.: РУДН, 2009. 94 с.
- [15] Yuguo Wu, Yake Jiang, Bo Gao, Zhigang Liu, Jing Liu. Thermodynamic analysis on an instantaneous water heating system of shower wastewater source heat pump // Journal of Water Reuse and Desalination. 2018. No. 8 (3). Pp. 404—411.
- [16] Kurtz-Orecka K., Tuchowski W. Combined heat pump-district heating network energy source // E3S Web of Conferences. 2018. 49. 00063.
- [17] Wołoszyn J., Golaś A. Coefficient of Performance Stabilisation in Ground Source Heat Pump Systems // Journal of Sustainable Development of Energy, Water and Environment Systems. 2017. No. 5 (4). Pp. 645—656.
- [18] Бараненко А.В., Бухарин Н.Н., Пекарев В.И., Тимофеевский Л.С. Холодильные машины. СПб.: Политехника, 2006. 933 с.
- [19] Ibrahim Dincer. Comprehensive Energy Systems. 2018. Vol. 2. Pp. 435—474.

Для цитирования:

Антипов Ю.А., Шкарин К.В., Шаталова И.И., Егоров С.А., Матякубова Н.У. Влияние температур низкопотенциального источника и потребителя теплоты на эффективность теплового насоса // Вестник Российского университета дружбы народов. Серия: Инженерные исследования. 2019. Т. 20. № 1. С. 14—19. DOI 10.22363/2312-8143-2019-20-1-14-19

Research paper

Influence of temperatures of a low-potential source and heat consumer on the efficiency of a heat pump

Yuriy A. Antipov*, Kirill V. Shkarin†, Irina I. Shatalova‡, Semen A. Egorov§, Nargiza U. Matyakubova**

Peoples' Friendship University of Russia (RUDN University), 6 Miklukho-Maklaya St., Moscow, 117198, Russian Federation

Article history:

Received: December 12, 2018

Revised: January 19, 2019

Accepted: January 30, 2019

Keywords:

heat pump;
coefficient of performance;
experimental setup

The article describes the experimental setup for testing a heat pump and the results of its operation at various temperatures at its inlet and outlet. An actual task is to study the operation of a heat pump under various boundary conditions, which are determined from the phase transition temperature in the evaporator and condenser. These temperatures depend on the temperature in the evaporator of a low-potential source of heat (the lower source is water, air, etc.) and the temperature in the condenser of a high-potential source of heat (the upper source is a consumer). The main indicator of the efficiency of the heat pump is the coefficient of performance. To determine the reliable value of the coefficient of performance, tests of compression heat pump were carried out. Refrigerant R-142b was used as a working fluid. Based on the experimental data, the dependences of the coefficient of performance on the temperature of the hot and cold heat source are constructed. Also, the coefficient of performance heat pump decreases when the lower heat source decreases.

*Associate Professor of Department of Mechanical and Instrument Engineering, Academy of Engineering, Candidate of Technical Sciences; rudn-tit@yandex.ru

† Assistant of Department of Mechanical and Instrument Engineering, Academy of Engineering

‡ Associate Professor of Department of Engineering Business and Management, Academy of Engineering, Candidate of Agricultural Sciences

§ Graduate student of Department of Mechanical and Instrument Engineering, Academy of Engineering

** Graduate student of Department of Mechanical and Instrument Engineering, Academy of Engineering

References

- [1] Andryushchenko AI. Vozmozhnaya ekonomiya topliva ot ispol'zovaniya utilizatsionnykh TNU v sistemakh energosberezheniya predpriyatii [Possible fuel economy from the use of utilization of heat pumps in energy-saving systems of enterprises]. *Industrial Energy*. 2003;(2): 3–7. (In Russ.)
- [2] *Vozdushnye teplovye nasosy [Air heat pumps]*. Moscow: Publishing Center “Aqua-Therm”; 2012. (In Russ.)
- [3] Kulakovskij AI, Novikov VI, Chervyakov CC. *Remont i ekspluatatsiya kholodil'nykh ustanovok [Repair and maintenance of refrigeration]*. Moscow: Vysshaya Shkola Publ.; 1992. (In Russ.)
- [4] Bykov AV, Kalnin IM, Kruze AS. *Kholodil'nye mashiny i teplovye nasosy [Refrigerating machines and heat pumps]*. Moscow: Agropromizdat Publ.; 1988. (In Russ.)
- [5] Khainrikh G. *Teplonasosnye ustanovki dlya otopeniya i goryachego vodosnabzheniya [Heat pump installations for heating and hot water supply]*. Moscow: Stroiizdat Publ.; 1985. (In Russ.)
- [6] *9th International IEA Heat Pump Conference. Large scale industrial heat pumps — market analysis, potentials, barriers and best-practice examples*. Zurich, Switzerland; 2008.
- [7] Baranenko AV, Buharin NN, Pekarev VI, Timofeevskij LS. *Kholodil'nye mashiny: uchebnyk dlya studentov vuzov spetsial'nosti “Tekhnika i fizika nizkikh temperature” [Refrigerating machines: a textbook for students of technical colleges of the specialty “Technique and physics of low temperatures”]*. Saint Petersburg: Politekhnik Publ.; 2006. (In Russ.)
- [8] Fortov VE, Spielrain EE. *Energiya i energetika [Energy and energetics]*. Moscow: Boocos Publ.; 2004. (In Russ.)
- [9] Smordin AI, Parshin SA. Optimizatsiya sostava kholodil'nogo agenta nizkotemperaturnoi stupeni tsikla na dvoimom smeshannom khladagente [Optimization of the composition of the refrigerant low-temperature stage of the cycle on a double mixed refrigerant]. *Chemical and Petroleum engineering*. 2017;(7): 21–25.
- [10] Malafeev II, Marinyuk BT, Ilyin GA. Razrabotka i raschetno-eksperimental'noe issledovanie teplovogo nasosa dlya sistem vakuumnoi distillyatsii vody [Development and design and experimental study of a heat pump for vacuum water distillation systems]. *Chemical and Petroleum engineering*. 2017;(9): 24–28.
- [11] Shatalov IK, Antipov YuA, Dubentsov KG. Primenenie tsikla Lorentsa v teplovykh nasosakh [Application of Lorentz cycle in heat pumps]. *Chemical and Petroleum engineering*. 2017;(11): 23–24.
- [12] Antipov YuA, Patrakhaltsev NN, Oschepkov PP, Shatalov IK, Shatalov II. Povyshenie effektivnosti kogeneratsionnoi ustanovki na baze gazovogo dvigatelya vnutrennego sgoraniya [Improving the efficiency of the cogeneration plant based on the gas internal combustion engine]. *Autogas filling complex + Alternative fuel*. 2018;17(11): 504–506.
- [13] Protsenko VP. Resurso- i prirodosberegayushchaya energetika Rossii [Resource and environmental energy of Russia]. *Energy saving and water treatment*. 2017;(5): 6–15. (In Russ.)
- [14] Shatalov IK. *Teplonasosnye ustanovki s privodom ot teplovykh dvigatelei: uchebnoe posobie [Heat pump installations driven by heat engines: textbook]*. Moscow: RUDN Publ.; 2009. (In Russ.)
- [15] Yuguo Wu, Yake Jiang, Bo Gao, Zhigang Liu, Jing Liu. Thermodynamic analysis on an instantaneous water heating system of shower wastewater source heat pump. *Journal of Water Reuse and Desalination*. 2018;8(3): 404–411.
- [16] Kurtz-Orecka K, Tuchowski W. Combined heat pump-district heating network energy source. *E3S Web of Conferences*. 2018;(49): 00063.
- [17] Wołoszyn J, Gołaś A. Coefficient of Performance Stabilisation in Ground Source Heat Pump Systems. *Journal of Sustainable Development of Energy, Water and Environment Systems*. 2017;5(4): 645–656.
- [18] Baranenko AV, Bukharin NN, Pekarev VI, Timofeevskij LS. *Kholodil'nye mashiny [Refrigerating machines]*. Saint Petersburg: Politekhnik Publ.; 2006. (In Russ.)
- [19] Ibrahim Dincer. *Comprehensive Energy Systems*. 2018;(2): 435–474.

For citation

Antipov YA, Shkarin KV, Shatalova II, Egorov SA, Matyakubova NU. Influence of temperatures of a low-potential source and heat consumer on the efficiency of a heat pump. *RUDN Journal of Engineering Researches*. 2019;20(1): 14–19. DOI 10.22363/2312-8143-2019-20-1-14-19 (In Russ.)