

УДК 621.577.001.5

ОСОБЕННОСТИ ИСПОЛЬЗОВАНИЯ ГЕОТЕРМАЛЬНОЙ ЭНЕРГИИ С ПРИМЕНЕНИЕМ ТЕПЛОНАСОСНЫХ УСТАНОВОК В УСЛОВИЯХ НИЗКИХ ТЕМПЕРАТУР ВОЗДУХА

Максимов Вячеслав Иванович¹,
elf@tpu.ru

Салум Амер¹,
amer@tpu.ru

¹ Национальный исследовательский Томский политехнический университет,
Россия, 634034, г. Томск, пр. Ленина, 30.

Актуальность. Использование низкопотенциальной энергии водоемов с помощью теплонасосных установок в условиях низких температур окружающей среды – воздуха (период времени «осень–зима–весна»), характерных для большей части территории России, связано с возможным обмерзанием трубок испарителя теплонасосных установок, что приводит к изменению режима его работы. Анализ основных закономерностей процессов работы теплообменного оборудования, а также оценка энергоэффективности теплонасосных установок в условиях образования слоя льда на рабочих поверхностях испарителя до настоящего времени не проводились.

Цель: экспериментальное изучение основных закономерностей процессов образования льда на рабочих поверхностях трубок испарителя теплонасосных установок, погруженных в воду с температурой, соответствующей условиям осеннего, зимнего и весеннего периодов года для большинства природных водоемов, расположенных в РФ, а также анализ основных характеристик работы ТНУ в таких условиях.

Объект: парокомпрессионный тепловой насос, работающий в условиях образования слоя льда на рабочих поверхностях трубок испарителя, помещённых в резервуар с водой, температура которой ниже 280 К.

Методы. Значения температур в характерных точках поверхности трубки теплообменника-испарителя и воды, находящейся в этой области, измерялись 15 хромель-алюмелевыми термопреобразователями (ХА термопары), подключенными через АЦП к компьютеру, и регистрировались в реальном времени. На основании полученных данных проводился расчет коэффициента преобразования теплонасосной установки по известной методике.

Результаты. Выделен эффект образования льда, толщиной до 10 мм, на поверхности трубок испарителя при температурах воды ниже 280 К и времени работы установки до 8000 с. Установлено, что этот слой существенно снижает интенсивность передачи теплоты в зону испарения хладагента. Эффективность работы теплонасосной установки при этом снижается до минимума. По результатам выполненных экспериментов сделан вывод о возможности работы теплонасосных установок при частичном покрытии трубки испарителя льдом. Сформулирована гипотеза о механизме процессов теплопереноса и фазовых превращений, протекающих вблизи трубок теплоносителя теплонасосной установки, при температурах воды менее 286 К. Результаты выполненных исследований являются базой для обоснования условий эффективного применения теплонасосных установок в регионах с низкими температурами воздуха в период осени, зимы и весны.

Ключевые слова:

Тепловой насос, теплоснабжение, альтернативная система отопления, источник низкопотенциальной энергии, эффективность.

Введение

Геотермальная энергия является неиссякаемым ресурсом теплоты на многие годы [1, 2]. Но её извлечение представляет собой сложную техническую проблему, для решения которой необходимы очень большие финансовые ресурсы. Наиболее доступной в настоящее время является энергия водоемов (теплота, аккумулированная водой), использование которой возможно с применением теплонасосных установок [3–12]. Использование низкопотенциальной энергии водоемов с помощью теплонасосных установок (ТНУ) многие годы привлекает внимание исследователей и инженеров [1–14]. Разработаны и эксплуатируются десятки ТНУ в разных регионах планеты. В РФ известны единичные примеры использования таких «генераторов» тепловой энергии [7–11]. Одной из причин малого числа работающих ТНУ является, возможно, недостаточная изученность ряда процессов, протекающих в водоемах и в ТНУ, в условиях низких температур окружающей среды – воздуха

(период времени «осень–зима–весна»), характерных для большей части территории России.

Следует отметить, что, в соответствии со своим целевым назначением, (выработка тепловой энергии) ТНУ должны работать в холодный период года, когда необходимо отопление жилых и производственных помещений. Оценка же эффективности работы ТНУ в диапазоне изменения температур низкопотенциального источника тепла, соответствующих зимнему периоду на территории основной части РФ, до настоящего времени не проводилась.

По результатам экспериментов процесса теплопереноса в слое холодной воды, окружающей трубку испарителя, установлена возможность образования, в определённых условиях, слоя льда на поверхности этой трубки [9–20]. Представляет интерес анализ основных закономерностей процессов работы трубок испарителя и энергоэффективности ТНУ в условиях образования слоя льда на рабочих поверхностях испарителя.

Цель работы – экспериментальное изучение основных закономерностей процессов образования льда на рабочих поверхностях трубок испарителя ТНУ, погруженных в воду с температурой, соответствующей условиям осеннего, зимнего и весеннего периодов года для большинства природных водоемов, расположенных в РФ, и анализ основных характеристик работы теплонасосной установки с покрытыми льдом трубками испарителя.

Методика экспериментальных исследований

Экспериментальные исследования проводились с использованием парокомпрессионной теплонасосной установки (рис. 1, а). В качестве теплоносителя использовался хладон R134a.

Экспериментальный блок, использованный для изучения процессов образования льда на поверхности испарителя, представлял собой заполненный водой параллелепипед размерами 0,22×0,18×0,25 м. В него помещалась медная трубка (рис. 1, б) с внутренним диаметром 0,008 м, толщиной 0,0015 м и длиной 3,11 м. Материал стенок блока – пластик толщиной 2 мм, изолированный слоем пенополистирола толщиной 70 мм. Начальная температура воды варьировалась в диапазоне от 280 до 286 К. Экспериментальный стенд находился в помещении с температурой 294 К.

Измерения толщины льда (δ) в характерных точках трубки испарителя (табл. 1) проводились цифровым микрометром с погрешностью не более

0,001 мм. Этот процесс продолжался 2 мин. Показатели температуры в экспериментальном блоке фиксировались с использованием 15 хромель-алюмелевых термопреобразователей (ХА термопар) с размером рабочего спая 0,1 мм, подключенных к аналого-цифровому преобразователю с разрешающей способностью 16 бит и встроенным датчиком температуры холодного спая. Термопары (ТП) закреплялись на медной трубке по всей длине теплообменника-испарителя и конденсатора (табл. 2), а также в межтрубном пространстве (термопары № 1–15) по всей высоте экспериментального блока с шагом по координате $z=0,0015$ м, в сечении $x=0,11$ м, $y=0,9$ м.

Таблица 1. Координаты характерных точек измерения толщины льда на поверхности трубного элемента испарителя

Table 1. Coordinates of the characteristic points in which the thickness of formed ice on the evaporator pipe surface are measured

Обозначение Symbol	L_1	L_2	L_3	L_4	L_5	L_6	L_7	L_8
Длина отрезка трубки, м Tube part length, m	0,115	0,26	0,445	0,59	0,775	0,92	1,105	
Координаты, м Coordinates, m	x	0,115	0,115	-0,07	-0,07	0,115	0,115	-0,07
	y	0	0,145	0,145	0	0	0,145	0,145
	z	0,045			0,09			

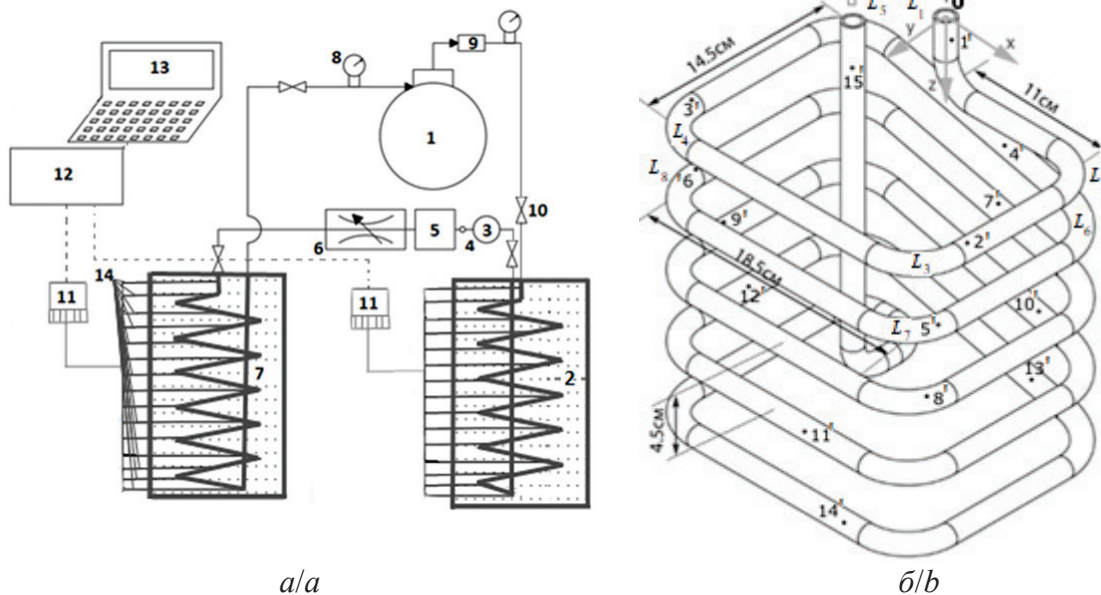


Рис. 1. а) принципиальная схема экспериментальной установки: 1 – компрессор; 2 – конденсатора; 3 – фильтр; 4 – смотровое окно; 5 – осушитель; 6 – дроссель; 7 – испаритель; 8 – манометр; 9 – расходомер; 10 – задвижка; 11 – аналого-цифровой преобразователь; 12 – адаптер сети; 13 – компьютер; 14 – термопары; б) трубка элемента теплообменника-испарителя: точками обозначены места расположения термопар на поверхности трубки испарителя, 1'-15' их номера (табл. 2)

Fig. 1. а) schematic diagram of the experimental unit: 1 is the compressor; 2 is the condenser container; 3 is the filter; 4 is the viewing eye; 5 is the drier; 6 is the capillary tube; 7 is the evaporator chamber; 8 is the manometer; 9 is the flow meter; 10 is the valve; 11 is the analog-digital converter; 12 is the network adapter; 13 is the computer; 14 are the thermocouples; б) tube of the heat exchanger element-evaporator: dots indicate the thermocouples locations on the evaporator tube surface, 1'-15' are their numbers (Table 2)

Таблица 2. Координаты расположения термопар на поверхности трубного элемента испарителя

Table 2. Coordinates for thermocouples on the evaporator pipe surface

Номер термопары Thermocouple number	1'	2'	3'	4'	5'	6'	7'	8'	9'	10'	11'	12'	13'	14'	15'
$x, \text{ м (m)}$	0	0,11	-0,075	0,03	0,11	-0,075	0	0,11	-0,075	0,055	0,085	-0,075	0,08	0,055	0
$y, \text{ м (m)}$	0	0,095	0,125	0	0,145	0,1	0	0,145	0,1	0	0,145	0,075	0	0,145	0,075
$z, \text{ м (m)}$	0,02	0,045	0,045	0,09	0,09	0,09	0,135	0,135	0,135	0,18	0,18	0,18	0,225	0,225	0,02

Для связи аналого-цифрового преобразователя с персональным компьютером использовался адаптер сети, обеспечивающий полную гальваническую развязку между устройствами. В качестве средства обработки результатов измерений применялся программный комплекс на базе *National Instruments LabVIEW*, специально разработанный для такого типа измерений. Значения температур регистрировались в реальном времени с сохранением полученных данных. Суммарная относительная систематическая погрешность всех элементов системы регистрации определения значений температур не превышала 4,6 % во всем диапазоне изменения параметров. Случайная погрешность составляла менее 5 %.

Результаты экспериментальных исследований и обсуждение

Основные эксперименты проведены при температурах воды от 280 до 286 К [11], которые соответствуют диапазону температур воды в водоемах многих регионов РФ в осенний, зимний и весенний периоды времени.

Представлены значения температур, толщины льда в характерных точках поверхности трубки теплообменника-испарителя и воды, находящейся в этой области (рис. 2–6), измеренных в результате проведения экспериментальных исследований при начальной температуре воды $T_0=280$ К (вариант 1) и $T_0=286$ К (вариант 2).

В начальный период времени (до 1000 сек) происходит резкое понижение температуры до 264 К (температура кипения фреона при давлении испарителя) на участке поверхности трубки теплообменника (термопары 1–3 рис. 2, 3), прилегающем к области входа хладагента в испаритель. Это связано с тем, что основной процесс испарения интенсивно проходит именно на этом достаточно коротком отрезке трубы. На этом же участке интенсивно образуется лёд на внешней поверхности трубки (L_1-L_3 рис 3).

Со временем интенсивность процесса фазового перехода на этом участке уменьшается, и показатели температуры поверхности повышаются (до 271 К при $T_0=280$ К и до 272 К при $T_0=286$ К). На остальной поверхности испарителя они постепенно понижаются (термопары 4'–15' рис. 2, 3), так как зона интенсивного испарения хладагента расширяется по длине трубки, что приводит к образованию льда на большей части её стенки (L_4-L_{15} рис. 4, 5). Значения температуры воды вблизи трубки испарителя понижаются, и формируется режим температурной стратификации жидкости (рис. 6, 7). При этом перепад температур по высоте резервуара может достигать 2–3 градусов (рис. 6, 7, $t=2000$ с). Со временем толщина льда продолжает увеличиваться (рис. 4, 5), соответственно, эффективность теплообмена между водой и хладагентом существенно снижается (трубка «теплоизолируется»), и интенсивность испарения

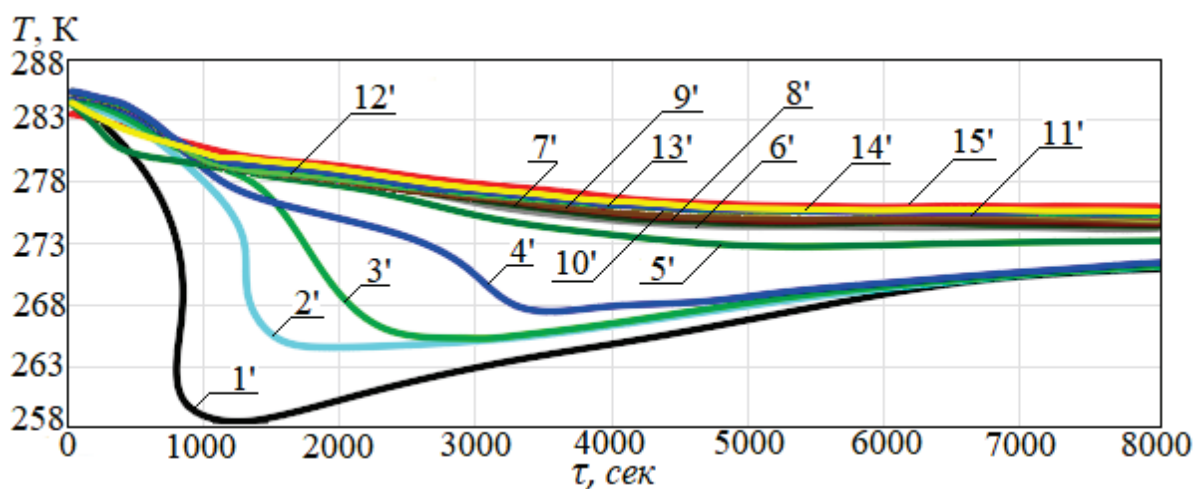


Рис. 2. Зависимости температур в характерных точках поверхности трубки испарителя от времени: 1'–15' номера термопар, расположенных на поверхности трубки испарителя в соответствии с табл. 1 ($T_0=280$ К)

Fig. 2. Time dependences of temperature of evaporator pipe surface in characteristic points: 1'–15' are the numbers of thermocouples located on the surface of the evaporator tube in accordance with the Table 1 ($T_0=280$ K)

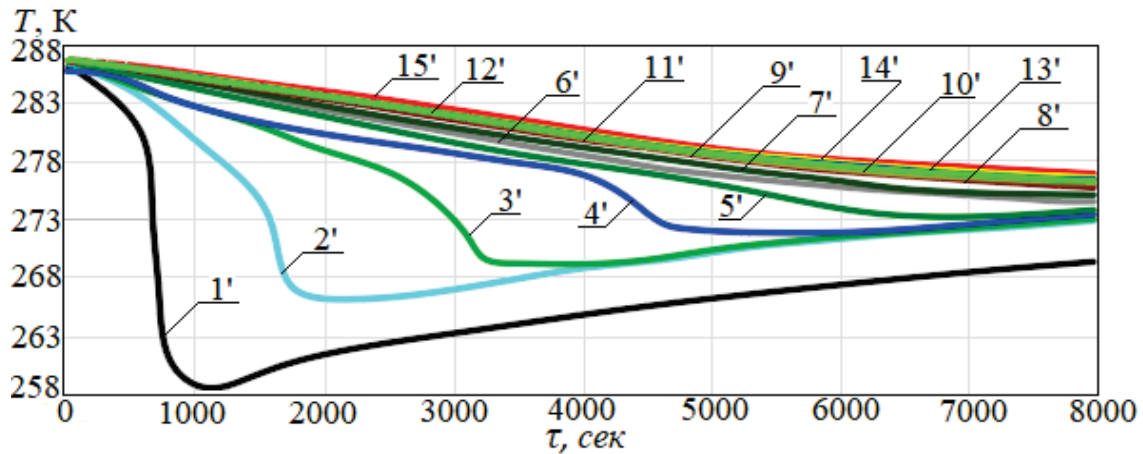


Рис. 3. Зависимости температур в характерных точках поверхности трубы испарителя от времени: 1'–15' номера термодпар, расположенных на поверхности трубы испарителя в соответствии с табл. 1 ($T_0=286$ K)

Fig. 3. Time dependence of temperature for the evaporator pipe surface in characteristic points: 1'–15' are the numbers of thermocouples located on the surface of the evaporator tube in accordance with Table 1 ($T_0=286$ K)

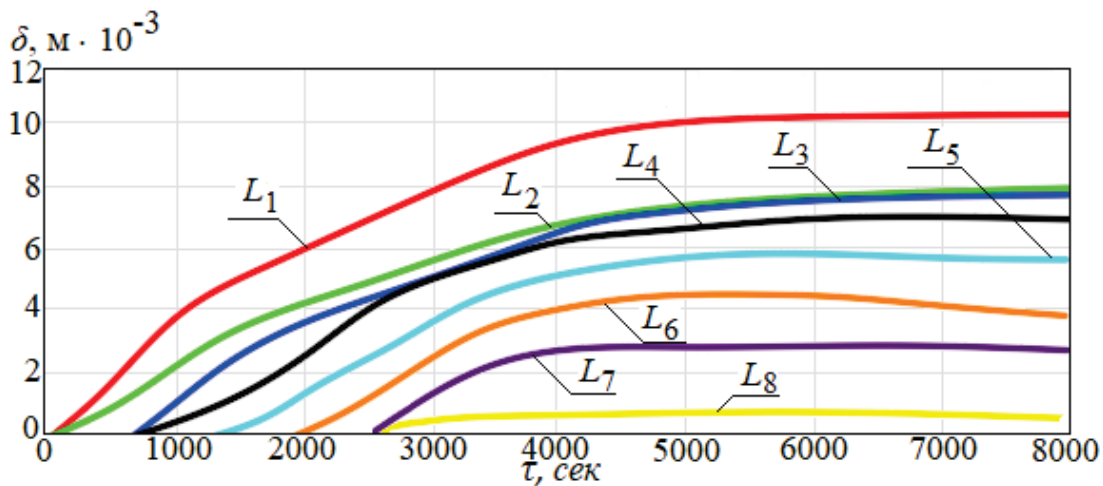


Рис. 4. Изменение со временем толщины льда на трубе испарителя в характерных точках (табл. 2) при $T_0=280$ K

Fig. 4. Ice thickness changes on the evaporator pipe in characteristic points (Table 2) at $T_0=280$ K

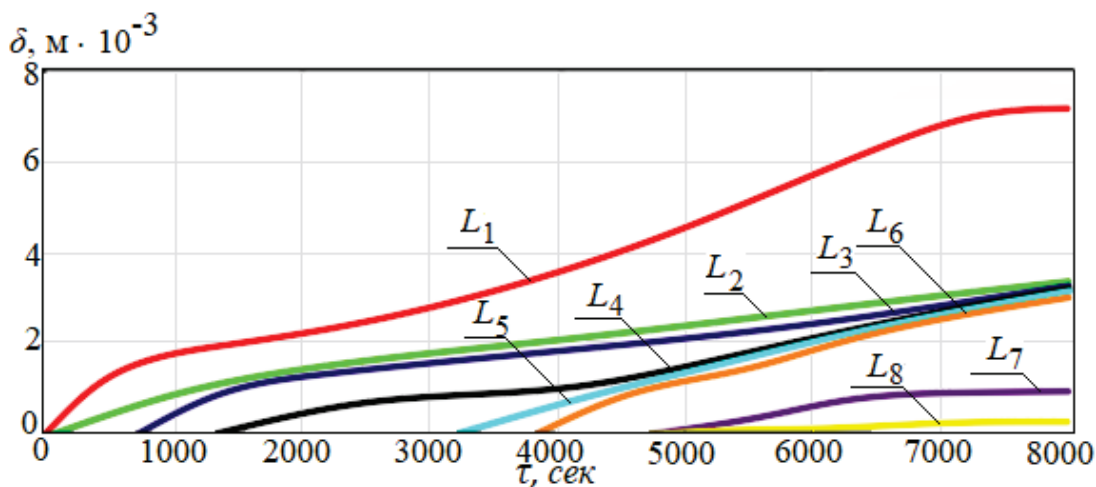


Рис. 5. Изменение со временем толщины льда на трубе испарителя в характерных точках (табл. 2) при $T_0=286$ K

Fig. 5. Ice thickness changes on the evaporator pipe in characteristic points (Table 2) at $T_0=286$ K

хладагента падает. В результате скорость образования льда уменьшается. Выяснилось (рис. 4, 5), что она существенно зависит от начальной температуры воды в испарителе.

При $T_0=280$ К толщина слоя льда увеличивается достаточно быстро практически по всей длине трубки испарителя и уже через 5000 сек на начальном участке достигает 10 мм (рис. 4). Можно отметить, что при коэффициенте теплопроводности около 2 Вт/м·К вода в замороженном состоянии становится хорошим теплоизолятором. Так, например, при значении $\delta=10$ мм термическое сопротивление стенки трубки испарителя увеличивается примерно в 600 раз, по сравнению с начальным значением (т. к. трубка покрыта льдом).

Толщина образовавшегося льда в первые 2000 с на всей поверхности трубки меньше, в среднем на 60 % при $T_0=286$ К, по сравнению с её показателями при $T_0=280$ К. Она достигла своего максимального значения (6,9 мм) через 7000 сек после начала работы установки.

Установлено, что при понижении температуры воды до 277 К вблизи трубки испарителя формируется режим обратной температурной стратификации воды (рис 6). Через определенное время (7000 с) значения толщины льда на трубке испарителя практически не изменяются.

С целью обоснования эффективности работы ТНУ в условиях образования льда на трубке испарителя рассчитаны значения коэффициента преобразования (η) (для периода работы установки до 8000 с).

Вид зависимости $\eta(t)$ для разных начальных температур воды вблизи трубки испарителя (рис. 8) аналогичен. Заметно увеличение (η) через 2500 с, от 0 до 2,1–2,3. Затем происходит его снижение до 1,2–1,3 в связи с образованием на поверхности трубки испарителя слоя льда, существенно уменьшающего интенсивность теплообмена между хладагентом и водой.

Приведенные распределения во времени характеристик работы экспериментальной теплонасо-

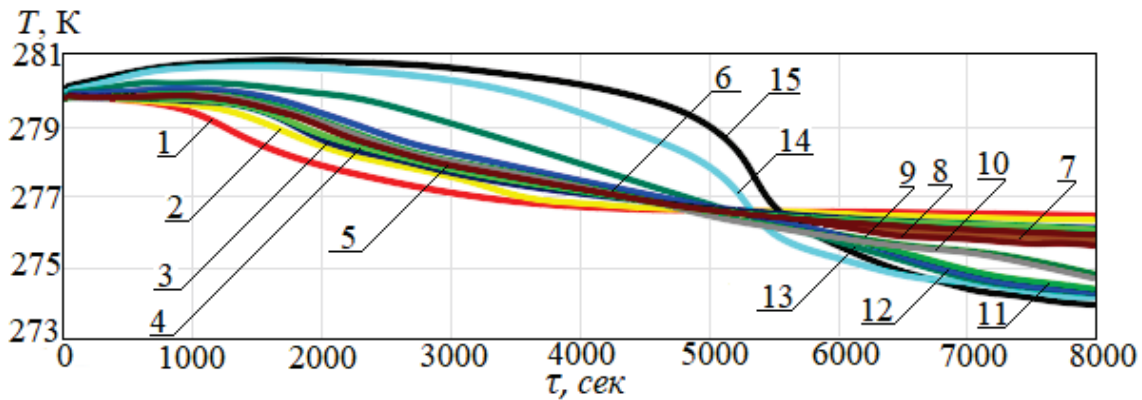


Рис. 6. Изменение со временем температуры воды вблизи трубки испарителя (1'–15' – номера термомпар, расположенных в межтрубном пространстве, $T_0=280$ К)

Fig. 6. Change of water temperature near the evaporator pipe with time (1'–15' are the numbers of thermocouples located in the water between evaporator pipes, $T_0=280$ K)

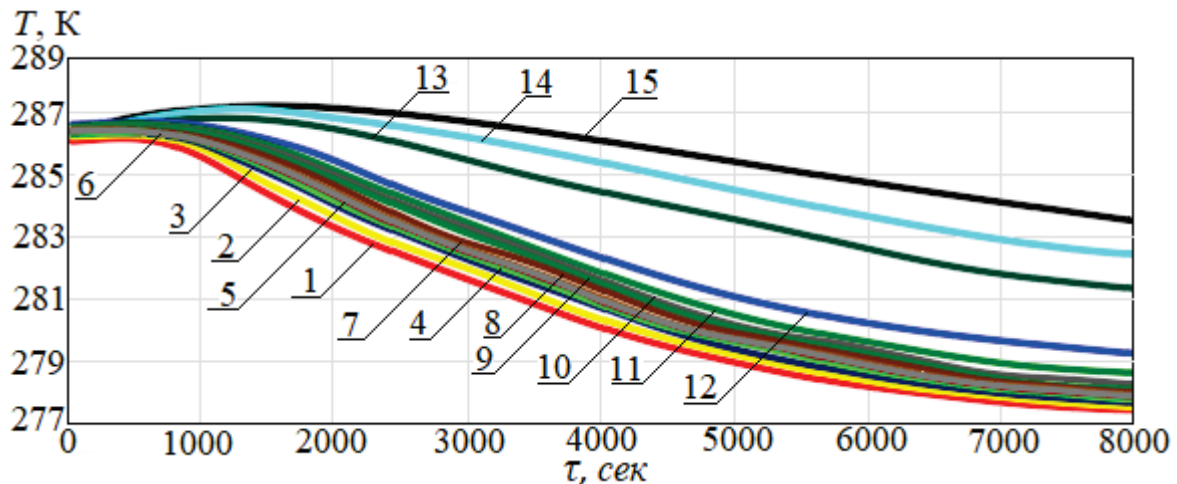


Рис. 7. Изменение со временем температуры воды (1'–15' – номера термомпар, расположенных в межтрубном пространстве, $T_0=286$ К)

Fig. 7. Change of water temperature in the evaporator water container with time (1'–15' are the numbers of thermocouples located in the water between evaporator pipes, $T_0=286$ K)

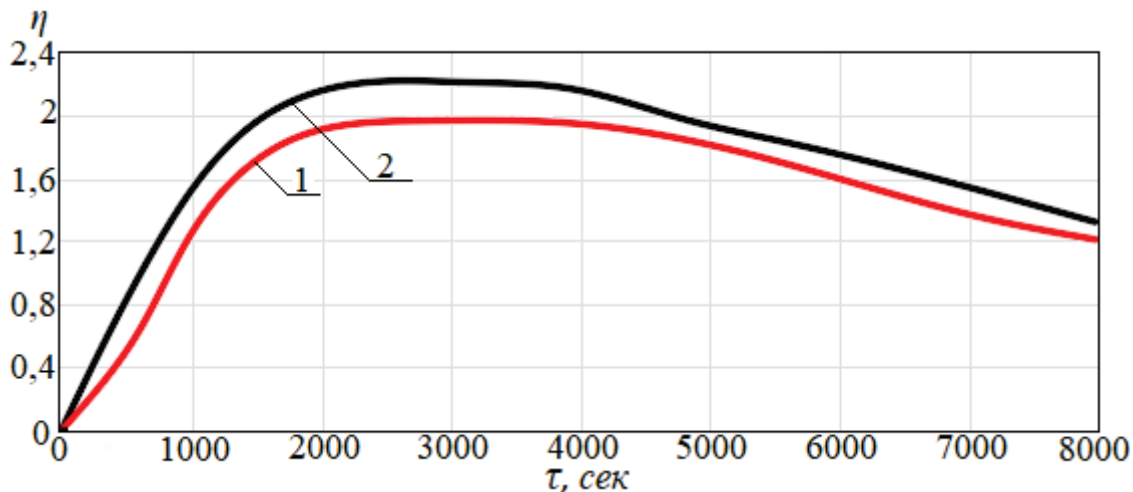


Рис. 8. Зависимость коэффициента преобразования теплонасосной установки от времени при различной начальной температуре воды вблизи трубки испарителя (1 – 280 К, 2 – 286 К)

Fig. 8. Time dependence of the heat pump unit conversion ratio at different initial values of water temperatures near the evaporator pipe (1 – 280 K, 2 – 286 K)

сной установки (рис. 2–7) получены для ограниченного по объёму массива воды, температура которой изменялась только вследствие работы испарителя ТНУ.

Результаты выполненных экспериментальных исследований показывают, что при температурах низкопотенциального источника теплоты (воды) ниже 280 К повышается скорость образования льда и эффективность работы теплонасосных установок значительно снижается. Температура воды в водоемах большей части территории РФ в зимний период времени не превышает 280 К, поэтому можно сделать вывод о низкой эффективности работы теплонасосных установок на большей части территории России в зимний (по крайней мере) период времени при использовании низкопотенциальной теплоты водоемов с непроточной водой (озёра, пруды, водохранилища). В этой связи представляют интерес дальнейшие исследования эффективности работы теплонасосных установок в зимний период с использованием теплоты воды рек, потому что характеристики работы испарителей ТНУ в режиме вынужденной конвекции воды – источника низкопотенциального тепла, могут отличаться от условий функционирования тепловых насосов в водоемах с непроточной водой.

Заключение

Экспериментально установлены значения температур на поверхности трубки теплообменника-

испарителя (основного узла теплонасосной установки), водной среды по высоте резервуара испарителя, а также толщины образовавшегося льда на её стенке.

Выявлены основные закономерности процессов кристаллизации воды на поверхности испарителя в зависимости от начальных условий времени работы ТНУ.

Анализ результатов выполненных экспериментальных исследований дает основания для вывода о том, что работа теплонасосных установок в условиях климата, соответствующего большей части Российской Федерации (умеренно низкие температуры в осенний, зимний и весенний периоды времени), в водоемах с непроточной водой (озера, водохранилища, пруды и др.) будет неэффективна. Образовавшийся лёд на поверхности трубки испарителя со стороны низкопотенциального источника энергии (воды) снижает интенсивность процесса теплообмена между фреоном и водой. При этом чем меньше температура воды низкопотенциального источника энергии, тем ниже коэффициент преобразования теплонасосной установки. Поэтому использование ТНУ в водоемах с водой при низких (276–280 К) температурах практически нецелесообразно.

Исследование проведено в рамках программы повышения конкурентоспособности Национального исследовательского Томского политехнического университета среди ведущих мировых научно-образовательных центров (проект ВИУ-ИШЭ-300/2018).

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Shenghua Z., Xiaokai X. Simplified model for coefficient of performance calculation of surface water source heat pump // *Applied – Thermal Engineering*. – 2016. – V. 112. – P. 200–207. URL: <https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S135943111632378X> (дата обращения: 22.11.2018).
2. Wang Y. Analysis on the practical use of open-loop surface water source heat pump systems (SWHP) // *Chongqing University*. – 2011. – 30 p. URL: [http://www.igshpa.okstate.edu/membership/members_only/proceedings/2011/100611-0330-A-Yong%20Wang%20%20\(laptop\).pdf](http://www.igshpa.okstate.edu/membership/members_only/proceedings/2011/100611-0330-A-Yong%20Wang%20%20(laptop).pdf) (дата обращения: 22.11.2018).
3. Morton A.C. Assessing the performance of a reservoir-based water source heat pump: a thesis of the degree Master of Science. – Glasgow, 2013. – 89 p. URL: http://www.esru.strath.ac.uk/Documents/MSc_2013/Morton.pdf (дата обращения: 22.11.2018).
4. Surface Water Source Heat Pump Air Conditioning System Simulation and Operation Performance Analysis / N. Lv, Q. Zhang, D. Wu, Z. Chen // *Procedia Engineering*. – 2016. – V. 121. – P. 1880–1886. URL: <https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S1877705815029987> (дата обращения: 22.11.2018).
5. Schibuola L., Scarpa M. Experimental analysis of the performances of a surface water source heat pump // *Energy and Buildings*. – 2015. – V. 113. – P. 182–188. URL: <https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0378778815304849> (дата обращения: 22.11.2018).
6. Demyanovich N.V., Maksimov V.I., Nagornova T.A. Numerical simulation of hydrodynamics and heat transfer in the technological reservoir with the heat pump // *MATEC Web of Conferences*. – 2017. – V. 92: Thermophysical Basis of Energy Technologies (TBET-2016): Proc. of the Conference. – Tomsk, Russia, October 26–28, 2016. – 01067, 5 p. URL: https://www.matec-conferences.org/articles/mateconf/abs/2017/06/mateconf_tibet2017_01067/mateconf_tibet2017_01067.html (дата обращения: 22.11.2018).
7. The effectiveness of low-grade geothermal heat usage under the conditions of the Russian climate / G.P. Vasilyeva, N.V. Peskova, V.F. Gornova, M.V. Kolesova // *Geothermics*. – 2016. – V. 62. – P. 93–102. URL: <https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0375650516300219> (дата обращения: 22.11.2018).
8. Батухтин А.Г., Иванов С.А., Кобылкин М.В. Применение водяных теплонасосных установок с неклассическим источником низкопотенциальной энергии для компенсации нагрузки горячего водоснабжения // *Промышленная энергетика*. – 2015. – № 3. – С. 18–21.
9. Maksimov V.I., Chernyshev V.S. Conditions and characteristics of water crystallization on the working surface of evaporator heat pumps in reservoirs with low temperatures // *Heat and Mass Transfer in the Thermal Control System of Technical and Technological Energy: MATEC Web of Conferences*. – Tomsk, Russia, 22–23 April, 2015. – V. 23. – 8 p. URL: https://www.matec-conferences.org/articles/mateconf/abs/2015/04/mateconf_tsotr2015_01051/mateconf_tsotr2015_01051.html (дата обращения: 22.11.2018).
10. Дидиков А.Е. Анализ экономических и экологических аспектов применения тепловых насосов для утилизации низкопотенциального тепла очистных сооружений // *Научный журнал НИУ ИТМО. Серия «Экономика и экологический менеджмент»*. – 2016. – № 1. – С. 92–98.
11. Шамигулов П.В., Дорошенко Е.В. Определение оптимальной глубины закладки горизонтального теплообменника теплового насоса // *Альтернативная энергетика и экология*. – 2015. – № 17–18 (181–182). – С. 48–53.
12. Piljae I., Xiaobing L., Henderson H. Operational Performance Characterization of a Heat Pump System Utilizing Recycled Water as Heat Sink and Heat Source in a Cool and Dry Climate // *Energies*. – 2018. – № 11. – 15 p. URL: <https://www.mdpi.com/1996-1073/11/1/211> (дата обращения: 22.11.2018).
13. Amoabeng K.O., Lee K.H. A study on the performance characteristics of a testing facility for a water-to-water heat pump // *International Journal of Refrigeration*. – 2018. – V. 86. – P. 113–126. URL: <https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0140700717304565> (дата обращения: 22.11.2018).
14. Simulation and preliminary experimental study on the sea water source tandem heat pumps / K. Chang, Y. Baik, B. Kang, H. Yoon // *2012 Oceans – Yeosu*. – Yeosu, South Korea, 21–24 May 2012. – 10 p. URL: <https://ieeexplore.ieee.org/document/6263559> (дата обращения: 22.11.2018).
15. Kawalecki T.A., Cybulski A. Experimental and Numerical Investigations of Natural convection in freezing water // *Center of mechanics*. – 2015. – 10 p. URL: <http://fluid.ippt.pan.pl/papers/kielce96.pdf> (дата обращения: 22.11.2018).
16. Maksimov V.I., Salum A. Convection influence on ice formation process on the evaporator heat pump pipes // *MATEC Web of Conferences: Smart Grids 2017: the Fifth International Youth Forum*. – Tomsk, Russia, 22–23 April, 2017. – V. 141. – 5 p. URL: https://www.matec-conferences.org/articles/mateconf/pdf/2017/55/mateconf_smartgrids2017_01001.pdf (дата обращения: 22.11.2018).
17. Analytical solutions for predicting thermal plumes of groundwater heat pump systems / W. Pophillat, G. Attard, P. Bayer, J. Hecht-Méndez, P. Blum // *Renewable Energy* – 2018. – 12 p. URL: <https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0960148118309455> (дата обращения: 22.11.2018).
18. Experimental study on the thermal performance of multi-row helically coiled tube heat exchanger for surface water-source heat pump / C. Zhou, L. Ni, Y. Ke, Y. Yao // *Applied Thermal Engineering*. – 2019. – V. 149. – P. 1274–1286. URL: <https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S1359431118343412> (дата обращения: 22.11.2018).
19. Zou S., Xie X. Simplified model for coefficient of performance calculation of surface water source heat pump // *Applied Thermal Engineering*. – 2016. – V. 112. – С. 200–207. URL: <https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S135943111632378X> (дата обращения: 22.11.2018).
20. Zhou C., Ni L., Yao Y. Heat transfer analysis of multi-row helically coiled tube heat exchangers for surface water-source heat pump // *Energy*. – 2018. – V. 163. – P. 1032–1049. URL: <https://www.sciencedirect.com/science/article/abs/pii/S0360544218317262> (дата обращения: 22.11.2018).

Поступила 30.01.2019 г.

Информация об авторах

Максимов В.И., кандидат технических наук, доцент научно-образовательного центра им. И.Н. Бутакова Инженерной школы энергетики Национального исследовательского Томского политехнического университета.

Салум А., аспирант научно-образовательного центра им. И.Н. Бутакова Инженерной школы энергетики Национального исследовательского Томского политехнического университета.

UDC 621.577.001.5

FEATURES OF GEOTHERMAL ENERGY USE WITH APPLICATION OF HEAT PUMP UNITS UNDER LOW AIR TEMPERATURE CONDITIONS

Vyacheslav I. Maksimov¹,
elf@tpu.ru

Amer Saloum¹,
amer@tpu.ru

¹ National Research Tomsk Polytechnic University,
30, Lenin Avenue, Tomsk, 634534, Russia.

The relevance. The use of low-potential energy of water reservoirs with the help of heat pump stations in conditions of low ambient temperatures – air (time period «autumn–winter–spring»), characteristic for the most part of Russian territory, is related to possible freezing of evaporator pipes of heat pump stations, which leads to a change in its operation mode. The analysis of the basic laws of operation of heat exchange equipment, as well as the assessment of energy efficiency of heat pump stations under conditions of ice formation on the evaporator surfaces, have not been carried out before.

The main aim of the research is the experimental study of the main laws of ice formation on the working surfaces of heat pump evaporator pipes, surrounded by water with the temperature corresponding to the conditions of autumn, winter and spring periods for most natural water reservoirs in the Russian Federation, as well as an analysis for the main operating characteristics of the heat pump stations under such conditions.

Object of the research is a vapor compressor heat pump, operating under conditions of ice formation on the working surfaces of the evaporator pipes, surrounded by water with the temperature under 280 K.

Methods. Temperature values in characteristic points on the surface of the heat exchanger-evaporator pipe and water were measured by 15 chromel-alumel thermocouples (CA thermocouples) connected via ADC to a computer; these values were registered in experiment real time. Based on the data obtained, the heat pump coefficient of performance was calculated by a defined method.

Results. The authors have highlighted the effect of formation of ice with a thickness up to 10 mm on the surface of the evaporator pipes located in water with a temperature below 280 K and the device operation time up to 8000 s. It is established that this layer reduces significantly the intensity of heat transfer to the refrigerant in evaporation zone. The efficiency of the heat pump is reduced to a minimum. According to the experiments, it is concluded that the heat pump operation is possible with partial covering of evaporator pipe with ice. The authors stated the hypothesis on the mechanism of heat transfer processes and phase transformations occurring near the coolant pipes in water with temperatures lower than 286 K. The study results are the base to define the conditions of efficient use of heat pump in the territories with negative air temperatures during the autumn, winter and spring periods.

Key words:

Heat pump, heat supply, alternative heating system, low-potential energy source, efficiency.

The research was carried out within the Program of National Research Tomsk Polytechnic University Competitiveness Enhancement among the leading world Research and Educational centers (project VIU-ISH-300/2018).

REFERENCES

- Shenghua Z., Xiaokai X. Simplified model for coefficient of performance calculation of surface water source heat pump. *Applied Thermal Engineering*, 2016, vol. 112, pp. 200–207. Available at: <https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S135943111632378X> (accessed 22 November 2018).
- Wang Y. *Analysis on the practical use of open-loop surface water source heat pump systems (SWHP)*. 2011, 30 p. Available at: [http://www.igshpa.okstate.edu/membership/members_only/proceedings/2011/100611-0330-A-Yong%20Wang%20%20\(laptop\).pdf](http://www.igshpa.okstate.edu/membership/members_only/proceedings/2011/100611-0330-A-Yong%20Wang%20%20(laptop).pdf) (accessed 22 November 2018).
- Morton A.C. *Assessing the performance of a reservoir-based water source heat pump*. A thesis of the degree Master of Science. Glasgow, 2013. 89p. Available at: http://www.esru.strath.ac.uk/Documents/MSc_2013/Morton.pdf (accessed 22 November 2018).
- Lv N., Zhang Q., Wu D., Chen Z. Surface Water Source Heat Pump Air Conditioning System Simulation and Operation Performance Analysis. *Procedia Engineering*, 2016, vol. 121, pp. 1880–1886. Available at: <https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S1877705815029987> (accessed 22 November 2018).
- Schibuola L., Scarpa M. Experimental analysis of the performances of a surface water source heat pump. *Energy and Buildings*, 2015, vol. 113, pp. 182–188. Available at: <https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0378778815304849> (accessed 22 November 2018).
- Demyanovich N.V., Maksimov V.I., Nagornova T.A. Numerical simulation of hydrodynamics and heat transfer in the technological reservoir with the heat pump. *MATEC Web of Conferences*, 2017, vol. 92: *Thermophysical Basis of Energy Technologies (TBET-2016): Proc. of the Conference*. Tomsk, Russia, October 26–28, 2016. 01067, 5 p. Available at: https://www.matec-conferences.org/articles/mateconf/abs/2017/06/mateconf_tibet2017_01067/mateconf_tibet2017_01067.html (accessed 22 November 2018).
- Vasilyeva G.P., Peskova N.V., Gornova V.F., Kolesova M.V. The effectiveness of low-grade geothermal heat usage under the conditions of the Russian climate. *Geothermics*, 2016, vol. 62, pp. 93–102. Available at: <https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0375650516300219> (accessed 22 November 2018).
- Batukhtin A.G., Ivanov C.A., Kobylkin M.V. Primenenie vodyanikh teplonasosnykh ustanovok s neklassicheskim istochnikom nizkopotentsialnoy energii dlya kompensatsii nagruzki goryachego vodosnabzheniya [Application of water heat pump plants with non-classical low-potential energy source for compensation with

- hot water supply systems]. *Promyshlennaya energetika*, 2015, no. 3, pp. 18–21.
9. Maksimov V.I., Chernyshev V.S. Conditions and characteristics of water crystallization on the working surface of evaporator heat pumps in reservoirs with low temperatures. *MATEC Web of Conferences. Heat and Mass Transfer in the Thermal Control System of Technical and Technological Energy*. Tomsk, Russia, 22–23 April, 2015. Vol. 23, 8 p. Available at: https://www.matec-conferences.org/articles/mateconf/abs/2015/04/mateconf_tsotr2015_01051/mateconf_tsotr2015_01051.html (accessed 22 November 2018).
 10. Didikov A.E. Analiz ekonomicheskikh i ekologicheskikh aspektov primeneniya teplovykh nasosov dlya utilizatsii nizkopotentsialnogo tepla ochistnykh sooruzheniy [Analysis of economic and environmental aspects using heat pumps for disposal of low-grade heat treatment facilities]. *Nauchnyy zhurnal NIU ITMO. Seriya «Ekonomika i ekologicheskii menedzhment»*, 2016, no. 1, pp. 92–98.
 11. Shamigulov P.V., Doroshenko E.V. Opredelenie optimalnoy glubiny zakladki gorizontalnogo teploobmennika teplovogo nasosa [Determining the optimal placement depth for a horizontal heat exchanger of a heat pump]. *Alternativnaya energetika i ekologiya*, 2015, no. 17–18 (181–182), pp. 48–53.
 12. Piljae I., Xiaobing L., Henderson H. Operational Performance Characterization of a Heat Pump System Utilizing Recycled Water as Heat Sink and Heat Source in a Cool and Dry Climate. *Energies*, 2018, no. 11, 15 p. URL: <https://www.mdpi.com/1996-1073/11/1/211>.
 13. Amoabeng K.O., Lee K.H. A study on the performance characteristics of a testing facility for a water – to – water heat pump. *International Journal of Refrigeration*, 2018, vol. 86, pp. 113–126. Available at: <https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0140700717304565> (accessed 22 November 2018).
 14. Chang K., Baik Y., Kang B., Yoon H. Simulation and preliminary experimental study on the sea water source tandem heat pumps. *2012 Oceans – Yeosu*. Yeosu, South Korea, 21–24 May 2012. 10 p. Available at: <https://ieeexplore.ieee.org/document/6263559> (accessed 22 November 2018).
 15. Kawalecki T.A., Cybulski A. Experimental and Numerical Investigations of Natural convection in freezing water. *Center of mechanics*, 2015, 10 p. Available at: <http://fluid.ippt.pan.pl/papers/kielce96.pdf> (accessed 22 November 2018).
 16. Maksimov V.I., Salum A. Convection influence on ice formation process on the evaporator heat pump pipes. *MATEC Web of Conferences: the Fifth International Youth Forum. Smart Grids 2017*. Tomsk, Russia, 22–23 April, 2017. Vol. 141, 5 p. Available at: https://www.matec-conferences.org/articles/mateconf/pdf/2017/55/mateconf_smartgrids2017_01001.pdf (accessed 22 November 2018).
 17. Pophillat W., Attard G., Bayer P., Hecht-Méndez J., Blum P. Analytical solutions for predicting thermal plumes of groundwater heat pump systems. *Renewable Energy*, 2018. 12 p. Available at: <https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0960148118309455> (accessed 22 November 2018).
 18. Zhou C., Ni L., Ke Y., Yao Y. Experimental study on the thermal performance of multi-row helically coiled tube heat exchanger for surface water-source heat pump. *Applied Thermal Engineering*, 2019, vol. 149, pp. 1274–1286. Available at: <https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S1359431118343412> (accessed 22 November 2018).
 19. Zou S., Xie X. Simplified model for coefficient of performance calculation of surface water source heat pump. *Applied Thermal Engineering*, 2016, vol. 112, pp. 200–207. Available at: <https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S135943111632378X> (accessed 22 November 2018).
 20. Zhou C., Ni L., Yao Y., Zhou C. Heat transfer analysis of multi-row helically coiled tube heat exchangers for surface water-source heat pump. *Energy*, 2018, vol. 163, pp. 1032–1049. Available at: <https://www.sciencedirect.com/science/article/abs/pii/S0360544218317262> (accessed 22 November 2018).

Received: 30 January 2019.

Information about the authors

Vyacheslav I. Maksimov, Cand. Sc., associate professor, National Research Tomsk Polytechnic University.

Amer Saloum, postgraduate student, National Research Tomsk Polytechnic University.