

ИНЖЕНЕРНАЯ КРИОЛОГИЯ

УДК 624.139

DOI: 10.21782/KZ1560-7496-2019-6(47-56)

ИССЛЕДОВАНИЕ ДВУХФАЗНЫХ ПОТОКОВ ДИОКСИДА УГЛЕРОДА ПРИ ОХЛАЖДЕНИИ ГРУНТОВ ГОРИЗОНТАЛЬНОЙ ИСПАРИТЕЛЬНОЙ СИСТЕМОЙ

В.П. Мельников¹⁻³, Г.В. Аникин⁴, А.А. Ишков^{4,5}, И.Е. Андрианов⁴¹Тюменский научный центр СО РАН, 625026, Тюмень, ул. Малыгина, 86, Россия²Тюменский государственный университет, 625003, Тюмень, ул. Володарского, 6, Россия³Тюменский индустриальный университет, 625000, Тюмень, ул. Володарского, 38, Россия⁴Институт криосферы Земли ТюмНЦ СО РАН, 625026, Тюмень, ул. Малыгина, 86, Россия; anikin@ikz.ru⁵Филиал ООО «Лукойл-Инжиниринг» КогалымНИПИнефть в г. Тюмени, 625000, Тюмень, ул. Республики, 143А, Россия; ishkovAA@tmn.lukoil.com

Проведено экспериментальное исследование функционирования двухфазного потока диоксида углерода в сезонном охлаждающем устройстве, предназначенном для замораживания грунтов под сооружениями на мерзлых породах. Показано, что разность температур конденсатора и испарителя составляет 0.46 °С, что говорит о малом внутреннем термическом сопротивлении установки. Ультразвуковым расходомером измерена средняя скорость жидкости на выходе из конденсатора. По зависимостям температур конденсатора и испарителя от времени рассчитано количество пара в установке с начала ее запуска до выхода на стационарный режим. Путем сравнения данных эксперимента и математического моделирования определены основные параметры двухфазного потока диоксида углерода в разных сечениях трубы испарителя.

Двухфазный поток, диоксид углерода, горизонтальная испарительная система, моделирование

RESEARCH OF TWO-PHASE FLOWS OF CARBON DIOXIDE DURING THE COOLING OF GROUND BY THE HORIZONTAL EVAPORATOR SYSTEM

V.P. Melnikov¹⁻³, G.V. Anikin⁴, A.A. Ishkov^{4,5}, I.E. Andrianov⁴¹Tyumen Scientific Centre SB RAS, 86, Malygina str., Tyumen, 625026, Russia²Tyumen State University, 6, Volodarskogo str., Tyumen, 625003, Russia³Tyumen Industrial University, 38, Volodarskogo str., Tyumen, 625000, Russia⁴Earth Cryosphere Institute, Tyumen Scientific Centre SB RAS, 86, Malygina str., Tyumen, 625026, Russia; anikin@ikz.ru⁵Lukoil Engineering LLC, KogalymNIPIneft, 143A, Respubliki str., Tyumen, 625000, Russia; ishkovAA@tmn.lukoil.com

An experimental study of the functioning of a two-phase carbon dioxide flow in a seasonal cooling device was carried out. This device is designed to freeze the ground under structures built on the permafrost. It is demonstrated that the difference between the temperature of the condenser and the temperature of the evaporator is 0.46 °C, which indicates a small internal thermal resistance of the installation. The ultrasonic flow meter was used to measure the average rate of the fluid exiting the condenser. The temperature dependence of the condenser and evaporator on time was implemented to calculate the amount of steam in the installation from the beginning of its start-up to the exit to the steady state. By comparing the experimental data with the data of mathematical modeling, we determined the main parameters of the two-phase carbon dioxide flow in each section of the evaporator pipe.

Two-phase flow, carbon dioxide, horizontal evaporator system, simulation

ВВЕДЕНИЕ

При строительстве объектов различного назначения на территории распространения многолетнемерзлых пород возникает опасность нарушения их природного температурного режима и, соответственно, проблема сохранения грунтов в мерзлом состоянии. Известно, что при растеплении мерзлого грунта он теряет прочностные свойства, в результате чего сооружения, построенные

на этих грунтах, подвержены риску деформации и разрушения [Основы..., 1999; Farouki, 1986; Holubec, 2010]. Для решения этой проблемы были разработаны специальные устройства – сезонно действующие охлаждающие устройства (СОУ), которые охлаждаются в холодное время года и отключаются в теплое. Данные устройства также называют «тепловыми диодами». Существует много ви-

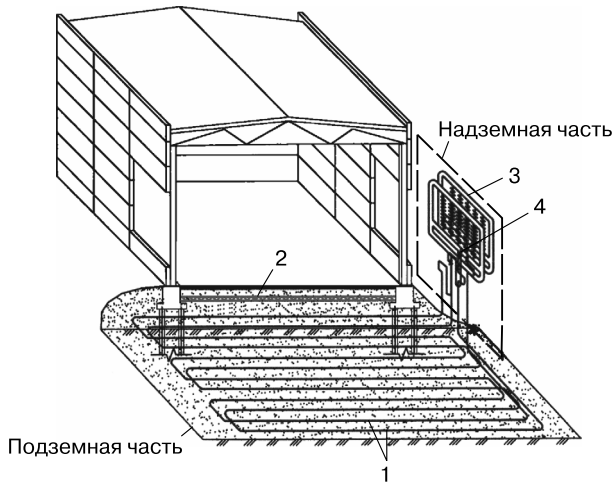


Рис. 1. Система горизонтального охлаждения грунта.

1 – трубы испарительной системы; 2 – слой термоизоляции; 3 – ускоритель циркуляции; 4 – конденсатор [Феклистов и др., 2008].

дов СОУ, но в данной статье рассматривается система горизонтального охлаждения грунта, принципиальная схема которой приведена на рис. 1.

Системы, использующие в качестве хладагента аммиак, были разработаны фирмой НПО «ФундаментСтройАрко» и нашли массовое применение в строительстве на мерзлых породах в России. Испаритель данных систем находится в грунте под зданием, между испарителем и зданием находится слой термоизоляции. Термоизоляция не позволяет оттаивать мерзлomu грунту в летний период, когда система не работает. Конденсатор контактирует с атмосферой. Когда температура атмосферы в зимний период становится ниже температуры грунта, давление в системе падает и жидкий хладагент, которым полностью заполнен испаритель, закипает. Образующаяся парожидкостная смесь движется по направлению к конденсатору, проходя ускоритель циркуляции. В нем

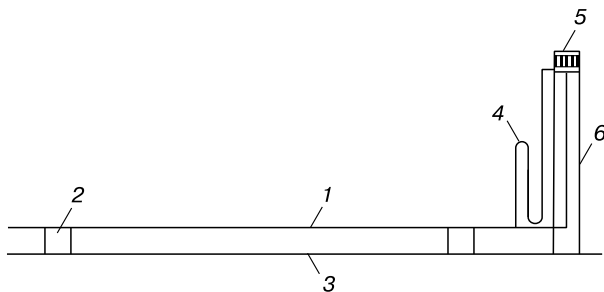


Рис. 2. Вид установки сбоку.

1 – трубы в скорлупе из пенополиуретана; 2 – подложка поверхности установки системы; 3 – поверхность установки системы; 4 – гидрозатвор; 5 – конденсатор; 6 – вышка.

пар отделяется от жидкости и далее поступает в конденсатор. В конденсаторе пар претерпевает фазовый переход в жидкость, которая под действием гравитации стекает обратно в испаритель. Такая циркуляция обеспечивает замораживание грунта под зданием.

В экспериментальных исследованиях в системах данного типа в качестве хладагента были использованы ацетон [Горелик, 2015], аммиак [Долгих, Окунев, 1989; Ишков и др., 2018] и пропан [Долгих, Окунев, 1989]. Авторами настоящей работы исследовано функционирование этих систем на новом хладагенте – диоксиде углерода.

Предложена экспериментальная установка, подобная изображенной на рис. 1, но работающая на диоксиде углерода и имеющая ряд конструктивных изменений. Как показано в работе [Аникин, Спасенникова, 2014], диоксид углерода является лучшим хладагентом для подобных установок, поскольку перепад температур между испарителем и конденсатором в этом случае наименьший.

Цель настоящей работы – анализ полученных экспериментальных данных по определению характеристик течения двухфазного потока диоксида углерода.

ОПИСАНИЕ ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЙ УСТАНОВКИ

Экспериментальная установка представляет собой испаритель, соединенный с конденсатором (рис. 2).

Испаритель – герметичная стальная труба диаметром 32 мм, толщиной стенки 3 мм и длиной

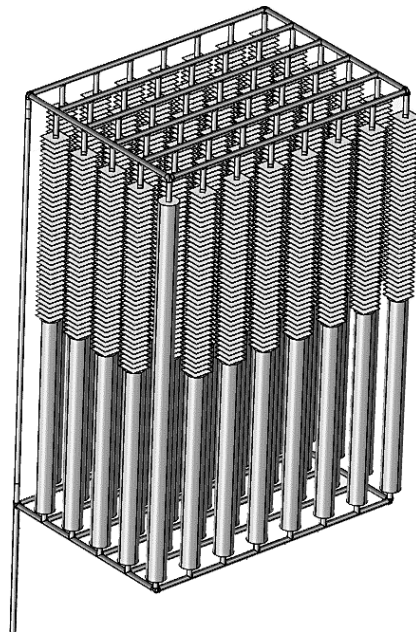


Рис. 3. Конденсатор горизонтальной испарительной системы.

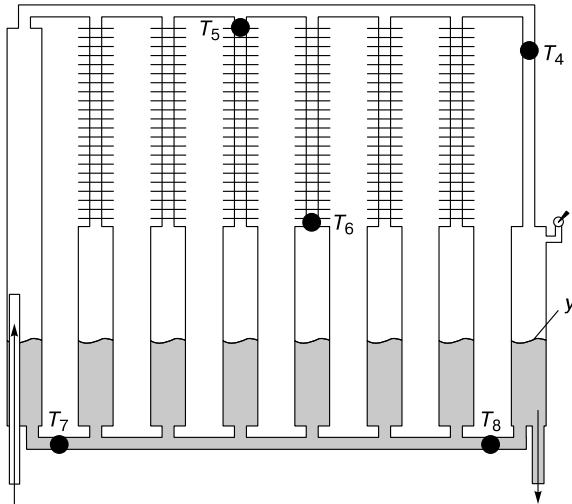


Рис. 4. Уровень жидкости y в конденсаторе.

T_i – термометрические датчики.

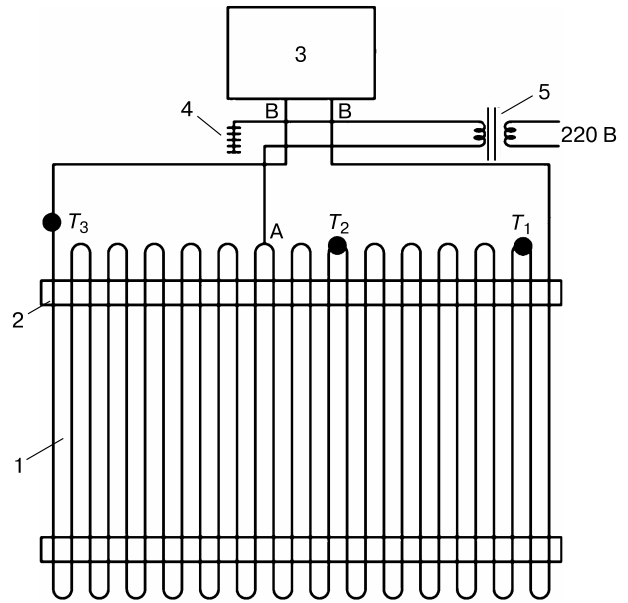


Рис. 5. Вид установки сверху.

1 – трубы в скорлупе из пенополиуретана; 2 – подложка поверхности установки системы; 3 – конденсатор; 4 – заземление; 5 – понижающий трансформатор.

304 м. Труба испарителя покрыта теплоизоляцией (скорлупой из пенополиуретана) диаметром 120 мм. Конденсатор представляет собой 48 соединенных между собой труб диаметром 102 мм и толщиной стенки 4 мм. Следует отметить, что 47 из них имеют длину 0.95 м и соединены с трубами диаметром 32 мм и длиной 0.98 м, а одна труба длиной 1.98 м. Также 46 труб конденсатора диаметром 32 мм имеют оребрение. Каждое ребро представляет собой квадрат, изготовленный из алюминия со стороной 0.1 м. Суммарная площадь оребрения составляет 76.36 м². Конденсатор приведен на рис. 3.

Жидкость в конденсаторе имеет уровень y , который может меняться в ходе эксперимента (рис. 4).

На входе в конденсатор находится труба (на рис. 4 вертикальная стрелка вверх), конец которой всегда находится выше уровня жидкости в конденсаторе. Она является гидрозатвором, обуславливающим движение жидкости в направлении от входа в конденсатор к выходу из него. Конденсатор находится выше труб испарителя на 3.1 м.

В экспериментальной установке тепловой поток на трубы испарителя осуществляется путем подачи на него электрического тока, вследствие чего они нагреваются. Это позволяет получать требуемый тепловой поток и вполне корректно моделирует работу промышленных установок. Электрическая схема нагрева труб приведена на рис. 5.

Переменный ток подается на трубы испарителя через понижающий трансформатор. Одна клемма трансформатора соединена с точкой А, вторая – с точками В. Так как труба входа в конденсатор и труба выхода из конденсатора имеют один и тот же электрический потенциал, то ток через конденсатор не течет.

Температура труб испарителя измерялась термометрическими датчиками T_1 , T_2 и T_3 . Датчик T_1 находился в самом начале испарителя, датчик T_2 – в середине и датчик T_3 – в конце испарителя (см. рис. 5). Применялось всего три термометрических датчика, так как, согласно работе [Феклистов и др., 2008], при выходе системы на стационарный режим распределение температуры испарителя по его длине слабо изменяется.

Температура оребрения конденсатора измерялась температурными датчиками T_4 , T_5 и T_6 (см. рис. 4). Температура цилиндров (труб диаметром 102 мм) определялась датчиками T_6 , T_7 и T_8 (см. рис. 4). Датчик T_6 лежит на границе цилиндров и оребрения. Температура воздуха измерялась датчиком T_9 , вынесенным на некоторое расстояние от установки. Скорость течения жидкого хладагента на выходе из конденсатора определялась ультразвуковым расходомером StreamLux SLS-700F.

РЕЗУЛЬТАТЫ ЭКСПЕРИМЕНТА

Обозначим температуру, которую показывает датчик T_i в момент времени τ_j , через величину $t_{i,j}$, среднюю температуру испарителя через $t_{ev,j}$, сред-

ною температуру оребрения через $t_{con,j}$, среднюю температуру цилиндров $t_{cyl,j}$.

Тогда получаем следующие выражения:

$$t_{ev,j} = \frac{t_{1,j} + t_{2,j} + t_{3,j}}{3},$$

$$t_{con,j} = 0.25t_{4,j} + 0.25t_{5,j} + 0.5t_{6,j}$$

(T_4 и T_5 находятся ниже оребрения, T_6 – выше),

$$t_{cyl,j} = 0.5t_{6,j} + 0.25t_{7,j} + 0.25t_{8,j}$$

(T_7 и T_8 находятся ниже цилиндров, T_6 – выше).

Результаты эксперимента в зависимости от времени с момента запуска установки представлены в табл. 1, 2.

Зависимости температуры $t_{ev,j}$, $t_{con,j}$, $t_{cyl,j}$ от времени τ приведены на рис. 6. Видно, что начиная с $\tau_3 = 1.983$ ч система выходит на стационарный режим работы.

Средние температуры стационарного режима определяются формулами

$$\bar{t}_i = \sum_{j=3}^9 \frac{t_{i,j}}{7}, \quad \bar{t}_{con} = \sum_{j=3}^9 \frac{t_{con,j}}{7},$$

$$\bar{t}_{ev} = \sum_{j=3}^9 \frac{t_{ev,j}}{7}, \quad \bar{t}_{cyl} = \sum_{j=3}^9 \frac{t_{cyl,j}}{7}.$$

Здесь \bar{t}_i – среднее значение температуры стационарного режима датчика с номером i ; \bar{t}_{ev} , \bar{t}_{con} , \bar{t}_{cyl} – средние значения температуры стационарного режима испарителя, оребрения и цилиндров соответственно. Данные расчетов по этим выражениям приведены в табл. 3.

Величины среднеквадратичных отклонений определяются флуктуациями температуры, вызванными флуктуациями потоков массы и тепла. Среднеквадратичные отклонения стационарного режима рассчитывались по формулам

$$\sigma_i = \sqrt{\sum_{j=3}^9 \frac{(t_{i,j} - \bar{t}_i)^2}{7}}, \quad \sigma_{con} = \sqrt{\sum_{j=3}^9 \frac{(t_{con,j} - \bar{t}_{con})^2}{7}},$$

$$\sigma_{ev} = \sqrt{\sum_{j=3}^9 \frac{(t_{ev,j} - \bar{t}_{ev})^2}{7}}, \quad \sigma_{cyl} = \sqrt{\sum_{j=3}^9 \frac{(t_{cyl,j} - \bar{t}_{cyl})^2}{7}}.$$

Таблица 1. Показания температурных датчиков ($t_{i,j}$, °C) в зависимости от времени (τ_j , ч) с момента включения установки

j	τ_j	$t_{1,j}$	$t_{2,j}$	$t_{3,j}$	$t_{4,j}$	$t_{5,j}$	$t_{6,j}$	$t_{7,j}$	$t_{8,j}$	$t_{9,j}$
0	0.00	-5.90	-6.00	-6.00	-3.50	-3.20	-4.70	-6.80	-6.30	-4.10
1	1.00	4.00	4.10	4.10	4.40	3.90	3.20	1.60	3.20	-3.30
2	1.48	5.00	5.40	5.30	6.00	3.70	4.20	3.50	4.60	-3.10
3	1.98	6.10	6.30	6.10	6.90	4.70	5.30	4.50	5.40	-3.30
4	2.52	5.90	5.80	5.50	6.60	4.50	4.80	4.30	5.10	-3.60
5	2.98	5.40	5.60	5.50	6.20	4.00	4.70	3.90	4.80	-3.60
6	3.47	5.90	5.90	6.00	6.80	4.70	5.20	4.40	5.30	-3.60
7	4.00	6.00	5.60	6.40	6.60	4.40	5.00	4.40	5.30	-3.90
8	4.46	5.90	5.70	5.70	6.80	4.90	5.30	4.50	5.30	-3.70
9	5.00	6.00	5.60	6.40	6.80	5.60	5.70	4.70	5.30	-3.60

Таблица 2. Показания параметров системы в зависимости от времени (τ_j) с момента включения установки

j	τ_j , ч	$t_{ev,j}$, °C	$t_{con,j}$, °C	$t_{cyl,j}$, °C	I_j , А	U_j , В	Q_j , кВт	v_j , м/с
0	0.00	-5.97	-4.03	-5.63	0.00	0.00	0.00	0.00
1	1.00	4.07	3.68	2.80	166.00	37.30	6.19	0.20
2	1.48	5.23	4.53	4.13	156.00	37.60	5.87	0.13
3	1.98	6.17	5.55	5.13	159.00	37.90	6.03	0.15
4	2.52	5.73	5.18	4.75	155.00	37.50	5.81	0.17
5	2.98	5.50	4.90	4.53	157.00	37.40	5.87	0.16
6	3.47	5.93	5.48	5.03	165.00	37.30	6.15	0.16
7	4.00	6.00	5.25	4.93	161.00	37.20	5.99	0.16
8	4.46	5.77	5.57	5.10	162.00	37.50	6.08	0.15
9	5.00	6.00	5.95	5.35	158.00	37.20	5.88	0.16

Примечание. $t_{ev,j}$ – средняя температура испарителя; $t_{con,j}$ – средняя температура оребренной поверхности конденсатора; $t_{cyl,j}$ – средняя температура цилиндров конденсатора; I_j – сила тока, подаваемая на испаритель; U_j – напряжение, подаваемое на испаритель; Q_j – мощность, подаваемая на испаритель; v_j – средняя по сечению скорость жидкости, измеренная на выходе из испарителя.

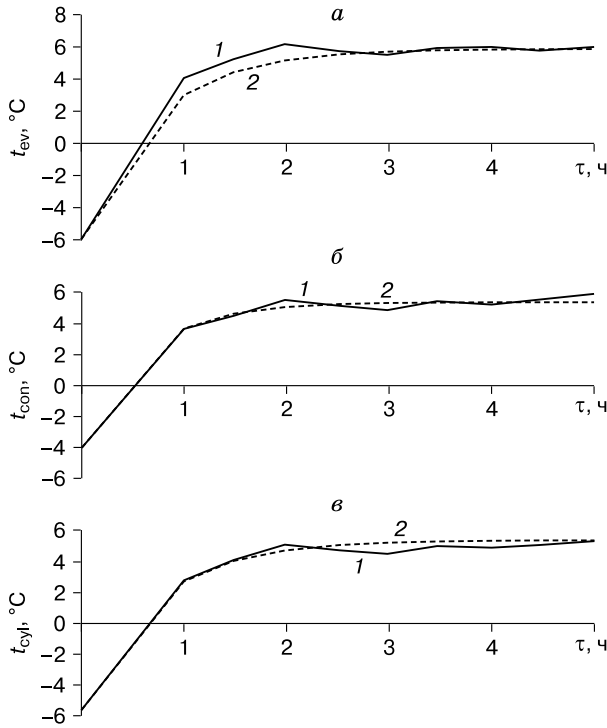


Рис. 6. Зависимости от времени τ средних температур испарителя t_{ev} (а), оребренной поверхности конденсатора t_{con} (б) и цилиндров конденсатора t_{cyl} (в).
1 – экспериментальные значения; 2 – функция аппроксимации.

Здесь σ_i – среднеквадратичное отклонение температуры датчика с номером i в стационарном режиме; $\sigma_{ev}, \sigma_{con}, \sigma_{cyl}$ – среднеквадратичные отклонения соответственно температур $\bar{t}_{ev}, \bar{t}_{con}, \bar{t}_{cyl}$ в стационарном режиме. Данные расчетов по этим выражениям приведены в табл. 3.

Температуры могут быть аппроксимированы гладкими функциями следующего вида:

$$\begin{aligned}
 t_i(\tau) &= t_{i,0} + (\bar{t}_i - t_{i,0})e^{-\alpha_i \tau}, \\
 t_{ev}(\tau) &= t_{ev,0} + (\bar{t}_{ev} - t_{ev,0})e^{-\alpha_{ev} \tau}, \\
 t_{con}(\tau) &= t_{con,0} + (\bar{t}_{con} - t_{con,0})e^{-\alpha_{con} \tau}, \\
 t_{cyl}(\tau) &= t_{cyl,0} + (\bar{t}_{cyl} - t_{cyl,0})e^{-\alpha_{cyl} \tau}.
 \end{aligned} \tag{1}$$

Коэффициенты $\alpha_i, \alpha_{ev}, \alpha_{con}, \alpha_{cyl}$ вычисляются с помощью метода наименьших квадратов путем сравнения с экспериментальными данными. Эти коэффициенты приведены в табл. 3.

Таблица 3. Значения средних температур (\bar{t}_k), среднеквадратичных отклонений температур (σ_k) и коэффициентов (α_k) в стационарном режиме работы СОУ

k	$\bar{t}_k, ^\circ\text{C}$	$\sigma_k, ^\circ\text{C}$	$\alpha_k, \text{ч}^{-1}$
1	5.89	0.21	1.87
2	5.79	0.23	2.10
3	5.94	0.36	1.92
4	6.67	0.22	1.66
5	4.69	0.46	1.96
6	5.14	0.32	1.66
7	4.39	0.23	1.55
8	5.21	0.19	1.85
ev	5.87	0.20	1.96
con	5.41	0.31	1.71
cyl	5.41	0.30	1.42

Сравнение рассчитанных по выражению (1) значений с экспериментальными данными для средних температур испарителя, оребрения и цилиндров приведены на рис. 6 (линии 2).

Вычислим теперь общее количество образовавшегося в системе пара. Зависимость энергии, затраченной на нагрев системы $E_1(\tau)$ за время τ , задается выражением

$$E_1(\tau) = \bar{Q}\tau \cdot 3600, \quad \bar{Q} = \sum_{j=1}^9 \frac{Q_j}{9}.$$

Здесь учтено, что время измерялось в часах.

Зависимость энергии, отданной от конденсатора в атмосферу, от времени $E_2(\tau)$ определяется выражением

$$E_2(\tau) = \int_0^\tau \bar{K}(t_{con}(x) - t_a(x)) \cdot 3600 dx,$$

где $t_a(\tau)$ – гладкая функция, задающая температуру атмосферы в момент времени τ , построенная по столбцу $t_{9,j}$ табл. 1, $t_{con}(\tau)$ задается выражением (1);

$$\bar{K} = \frac{1}{\tau_9 - \tau_3} \int_{\tau_3}^{\tau_9} \frac{\bar{Q} dx}{t_{con}(x) - t_a(x)} = 666.3 \left[\frac{\text{Вт}}{\text{К}} \right].$$

Зависимость энергии, необходимой для нагрева стали испарителя, от времени $E_3(\tau)$ определяется выражением

$$E_3(\tau) = \int_0^\tau M_{st, ev} \frac{dt_{ev}(x)}{dx} C_{st}(t_{ev}(x)) dx,$$

где $M_{st, ev} = 549.4$ кг – масса стальных труб испарителя; $C_{st}(t)$ – зависимость удельной теплоемкости стали от температуры:

$$C_{st}(t) = \left(469 + \frac{12(t-100)}{100} \right) \left[\frac{\text{Дж}}{\text{кг} \cdot \text{К}} \right].$$

Зависимость энергии, необходимой для нагрева диоксида углерода в испарителе, от времени $E_4(\tau)$ задается выражением

$$E_4(\tau) = \int_0^{\tau} C_{P,L}(t_{ev}(x)) \rho_L(t_{ev}(x)) \pi a^2 (L_{ev} - L_x(x)) \frac{dt_{ev}(x)}{dx} dx + \int_0^{\tau} C_{P,G}(t_{ev}(x)) \rho_G(t_{ev}(x)) \pi a^2 L_x(x) \frac{dt_{ev}(x)}{dx} dx.$$

Здесь $C_{P,L}(t)$, $C_{P,G}(t)$ – удельная теплоемкость жидкого и газообразного диоксида углерода соответственно; $\rho_L(t)$, $\rho_G(t)$ – плотность жидкого и газообразного диоксида углерода соответственно; $a = 1.3$ см – внутренний радиус трубы испарителя; $L_{ev} = 304$ м – длина испарителя; $L_x(\tau)$ – объем образовавшегося пара диоксида углерода, измеряемый в длине трубы испарителя, которую он занял бы, будь в ней только пар.

Величина $L_x(\tau)$ принимает вид

$$L_x(\tau) = \frac{V_G(\tau)}{\pi a^2}, \quad (2)$$

где $V_G(\tau)$ – суммарный объем газа в испарителе.

Зависимость энергии, необходимой для нагрева стали системы цилиндров, от времени $E_5(\tau)$ задается выражением

$$E_5(\tau) = \int_0^{\tau} M_{st,cyl} \frac{dt_{cyl}(x)}{dx} C_{st}(t_{cyl}(x)) dx,$$

где $M_{st,cyl} = 450.7$ кг – масса стали системы цилиндров.

Массу жидкого хладагента в системе цилиндров $M_{L,cyl}(\tau)$ можно рассчитать по следующей формуле:

$$M_{L,cyl}(\tau) = \rho_L(t_{cyl}(\tau)) (N_{cyl} y(\tau) \pi R^2 + L_a \pi a^2 + \pi R^2 L_y).$$

Здесь $N_{cyl} = 48$ – число цилиндров; $y(\tau)$ – уровень жидкости в системе цилиндров, м; $R = 0.047$ м – радиус цилиндров; $L_a = 14.48$ м – длина соединительных труб системы цилиндров; $L_y = 1$ м – длина мусоросборника.

Масса газа в конденсаторе $M_{G,con}(\tau)$ задается выражением

$$M_{G,con}(\tau) = \rho_G(t_{con}(\tau)) ((L_z - y(\tau)) \pi R^2 N_{cyl} + \pi R^2 L_z + L_c \pi a^2). \quad (3)$$

Здесь $L_z = 0.95$ м – длина цилиндра (один из цилиндров имеет длину $2L_z$); $L_c = 55.52$ м – полная длина соединительных труб оребрения.

Масса жидкости в испарителе

$$M_{L,ev}(\tau) = \rho_L(t_{ev}(x)) \pi a^2 (L_{ev} - L_x(x)),$$

масса газа в испарителе

$$M_{G,ev}(\tau) = \rho_G(t_{ev}(x)) \pi a^2 L_x(x).$$

Тогда баланс массы можно записать как

$$M_{tot} = M_{L,cyl}(\tau) + M_{G,con}(\tau) + M_{L,ev}(\tau) + M_{G,ev}(\tau)$$

($M_{tot} = 213.85$ кг – полная масса диоксида углерода в системе).

Полная энергия, которая идет на нагрев диоксида углерода в конденсаторе, $E_6(\tau)$ принимает вид

$$E_6(\tau) = \int_0^{\tau} C_{P,L}(t_{cyl}(x)) M_{L,cyl}(\tau) \frac{dt_{cyl}(x)}{dx} dx + \int_0^{\tau} C_{P,G}(t_{con}(x)) M_{G,con}(\tau) \frac{dt_{con}(x)}{dx} dx;$$

полная энергия, которая идет на нагрев оребрения, $E_7(\tau)$ – вид

$$E_7(\tau) = \int_0^{\tau} M_{st,con} \frac{dt_{con}(x)}{dx} C_{st}(t_{con}(x)) dx + \int_0^{\tau} M_{al,con} \frac{dt_{con}(x)}{dx} C_{al}(t_{con}(x)) dx,$$

где $M_{st,con} = 100.34$ кг – масса стали оребрения; $M_{al,con} = 48.6$ кг – масса алюминия оребрения; $C_{al}(t)$ – зависимость удельной теплоемкости алюминия от температуры:

$$C_{al}(t) = \left(800.2 + \frac{103.5(t + 273.15)}{100} \right) \left[\frac{\text{Дж}}{\text{кг} \cdot \text{К}} \right].$$

Энергия $\Delta E(\tau)$, идущая на образование пара, равна

$$\Delta E(\tau) = M_{G,ev}(\tau) r(t_{ev}(x)) = E_1(\tau) - \sum_{i=2}^7 E_i(\tau),$$

где $r(t)$ – зависимость теплоты парообразования диоксида углерода от температуры.

Таким образом, была определена энергия, которая идет на образование пара в системе.

Далее можно найти объем образовавшегося пара $L_x(\tau)$. Этот объем удобнее измерять в длине трубы испарителя, которую он занял бы, будь в ней только пар. Данная величина задается выражением (2). В этом случае уравнение баланса энергии имеет следующий вид:

$$L_x(\tau) = \left(E_1(\tau) - \sum_{i=2}^7 E_i(\tau) \right) / \rho_G(t_{ev}(\tau)) \pi a^2 r(t_{ev}(\tau)). \quad (4)$$

Решая уравнения (3) и (4) относительно неизвестных величин $L_x(\tau)$ и $y(\tau)$ в каждый момент времени τ , получаем результаты, приведенные в табл. 4.

СОПОСТАВЛЕНИЕ ДАННЫХ ЭКСПЕРИМЕНТА И КОМПЬЮТЕРНОГО МОДЕЛИРОВАНИЯ

Локальное уравнение импульса в заданном сечении записывается в виде [Теплопередача..., 1980; Crowe, 2006]:

$$\frac{dp(z)}{dz} = -\frac{dp_F(z)}{dz} - g(\varphi_L(z)\rho_L + \varphi_G(z)\rho_G)\sin\theta - \frac{d(\rho_L V_L(z)^2 \varphi_L(z) + \rho_G V_G(z)^2 \varphi_G(z))}{dz}. \quad (5)$$

Здесь $p(z)$ – давление, Па; g – ускорение свободного падения, м/с²; z – координата сечения трубы испарителя, м; $\varphi_L(z)$ – истинное объемное содержание жидкости, д. ед.; $\varphi_G(z)$ – истинное объемное содержание пара, д. ед.; ρ_L – плотность жидкости, кг/м³; ρ_G – плотность пара, кг/м³; $V_L(z)$ – скорость жидкости, м/с; $V_G(z)$ – скорость пара, м/с; θ – угол между трубой испарителя и горизонтальной плоскостью, рад; $\frac{dp_F(z)}{dz}$ – давление, необходимое на преодоление трения, Па.

Как следует из [Теплопередача..., 1980], выполняются следующие соотношения:

$$\begin{aligned} \frac{dp_F(z)}{dz} &= \Phi_L^2(z) \frac{dp_{FL}(z)}{dz} = \Phi_G^2(z) \frac{dp_{FG}(z)}{dz}, \\ \frac{dp_{FL}(z)}{dz} &= \xi(\text{Re}_L(z), \bar{\Delta}) \frac{G_L(z)^2}{2DS^2\rho_L}, \\ \text{Re}_L(z) &= \frac{DG_L(z)}{\mu_L S}, \\ \frac{dp_{FG}(z)}{dz} &= \xi(\text{Re}_G(z), \bar{\Delta}) \frac{G_G(z)^2}{2DS^2\rho_G}, \quad \text{Re}_G(z) = \frac{DG_G(z)}{\mu_G S}, \\ \Phi_L^2(z) &= 1 + \frac{C(z)}{X(z)} + \frac{1}{X(z)^2}, \\ \Phi_G^2(z) &= 1 + C(z)X(z) + X(z)^2, \\ X(z) &= \sqrt{\frac{dp_{FL}(z)}{dz} \left[\frac{dp_{FG}(z)}{dz} \right]^{-1}}, \\ V_L(z) &= \frac{G_L(z)}{\rho_L \varphi_L(z) S}, \quad V_G(z) = \frac{G_G(z)}{\rho_G \varphi_G(z) S}, \\ K(z) &= \frac{V_G(z)}{V_L(z)}. \end{aligned} \quad (6)$$

Таблица 4. Зависимость объема образовавшегося пара $L_x(\tau)$ и уровня жидкости в системе цилиндров $y(\tau)$ от времени

i	τ_i , ч	$L_x(\tau_i)$, м	$y(\tau_i)$
0	0	0	0.013
1	0.5	38.80	0.084
2	1.0	79.28	0.157
3	1.5	129.29	0.246
4	2.0	167.20	0.313
5	2.5	175.89	0.329
6	3.0	170.94	0.320
7	3.5	169.71	0.318
8	4.0	151.64	0.286
9	4.5	129.50	0.246
10	5.0	128.48	0.244

$$\begin{aligned} \varphi_G(z) &= \left(1 + K(z) \frac{\rho_G(1-x(z))}{\rho_L x(z)} \right), \\ \varphi_G(z) &= 1 - \varphi_L(z); \end{aligned} \quad (9)$$

$$C(z) = K_C C_0(z),$$

$$C_0(z) = K(z)^{-1} \sqrt{\frac{\rho_L}{\rho_G}} + K(z) \sqrt{\frac{\rho_G}{\rho_L}}. \quad (10)$$

Здесь μ_L – динамическая вязкость жидкого хладагента, мПа·с; μ_G – динамическая вязкость пара, мПа·с; S – площадь сечения трубы испарителя, м²; D – диаметр трубы испарителя, м; $G_L(z)$ – суммарный поток массы жидкого хладагента, кг/с; $G_G(z)$ – суммарный поток пара, кг/с; $C(z)$, $C_0(z)$ – параметры уравнений (10) для турбулентного течения в шероховатых трубах [Теплопередача..., 1980]; K_C – поправочный коэффициент; $\bar{\Delta}$ – относительная шероховатость труб ($\bar{\Delta} = l/D$); l – абсолютная шероховатость, м; $\xi(\text{Re}, \bar{\Delta})$ – коэффициент трения, задающийся выражением [Идельчик, 1992]

$$\begin{aligned} \xi(\text{Re}, \bar{\Delta}) &= \\ &= \xi_1(\text{Re})(1 - P_1) + \xi_2(\text{Re}, \bar{\Delta})P_1(1 - P_2) + \xi_3(\bar{\Delta})P_1P_2, \\ \xi_1(\text{Re}) &= \frac{64}{\text{Re}}, \quad \xi_2(\text{Re}, \bar{\Delta}) = 0.11 \left(\bar{\Delta} + \frac{68}{\text{Re}} \right)^{0.25}, \\ \xi_3(\bar{\Delta}) &= \left(1.8 \log \left(\frac{8.3}{\bar{\Delta}} \right) \right)^{-2}, \\ \text{Re} &= \frac{DG}{\mu S}, \quad P_1 = \frac{1}{2} \left(\text{erf} \left(\frac{\text{Re} - 2850}{600\sqrt{2}} \right) + 1 \right), \\ P_2 &= \text{erf} \left(\frac{\text{Re}\bar{\Delta}}{275\sqrt{2}} \right) \end{aligned} \quad (11)$$

(P_1, P_2 – интегралы вероятностей).

Интегрируя уравнение (5) по замкнутому контуру всей установки, получаем

$$\begin{aligned} \Phi_G(L_{ev})(\rho_L - \rho_G)gH_{con} = \\ = \Phi_L^2(L_{ev})\xi(\text{Re}_L(L_{ev}), \bar{\Delta}) \frac{G_L(L_{ev})^2}{2DS^2\rho_L} L_z + \\ + \xi(\text{Re}_L, \bar{\Delta}) \frac{G^2 L_y}{2DS^2\rho_L} + \\ + \int_0^{L_c} \Phi_L^2(x)\xi(\text{Re}_L(x), \bar{\Delta}) \frac{G_L(x)^2}{2DS^2\rho_L} dx. \end{aligned} \quad (12)$$

Здесь L_{ev} – длина испарителя; H_{con} – высота уровня жидкости в конденсаторе относительно труб испарителя; L_z – длина трубы между испарителем и входом в конденсатор; L_y – длина трубы между выходом из конденсатора и испарителем; G – полный поток хладагента в произвольном сечении.

При нагреве электрическим током труба испарителя нагревается равномерно по длине. Следовательно, можно записать [Аникин и др., 2011; Ишков и др., 2018]

$$\begin{aligned} \frac{G_L(L_{ev})}{G_G(L_{ev})} = f, \quad G_G(L_{ev}) = \frac{Q}{r_{LG}^{con}}, \\ G_L(L_{ev}) = \frac{Q}{r_{LG}^{con}} f, \quad G = \frac{Q}{r_{LG}^{con}} (1+f), \\ G_G(z) = \begin{cases} \frac{Q \left(\frac{z}{L_{ev}} - y_{max} \right)}{r_{LG}^{con} (1 - y_{max})}, & \frac{z}{L_{ev}} > y_{max}, \\ 0, & \frac{z}{L_{ev}} \leq y_{max}, \end{cases} \end{aligned} \quad (13)$$

Таблица 5. Зависимость характеристик двухфазного потока от координаты z

$z, \text{ м}$	x	Φ_G	V_L	V_G	G_L	G_G
	д. ед.		м/с		кг/с	
0.00	0.000	0.000	0.157	0.000	0.074	0.000
29.50	0.034	0.214	0.192	0.193	0.072	0.003
59.00	0.071	0.369	0.231	0.234	0.069	0.005
88.50	0.109	0.476	0.266	0.277	0.066	0.008
118.00	0.146	0.550	0.297	0.321	0.063	0.011
147.50	0.183	0.603	0.323	0.368	0.061	0.014
177.00	0.221	0.642	0.341	0.417	0.058	0.016
206.50	0.258	0.670	0.352	0.467	0.055	0.019
236.00	0.296	0.680	0.356	0.519	0.052	0.022
265.50	0.333	0.705	0.354	0.572	0.050	0.025
295.00	0.370	0.716	0.348	0.626	0.047	0.028

Примечание. z – изменение длины испарителя; x – массовое газосодержание на выходе из испарителя; Φ_G – истинное объемное содержание пара; V_L – скорость жидкости; $V_G(z)$ – скорость пара; $G_L(z)$ – суммарный поток массы жидкого хладагента; $G_G(z)$ – суммарный поток пара.

$$\begin{aligned} G_L(z) = \begin{cases} \frac{Q}{r_{LG}^{con}} \left(1 + f - \frac{\left(\frac{z}{L_{ev}} - y_{max} \right)}{(1 - y_{max})} \right), & \frac{z}{L_{ev}} > y_{max}, \\ G, & \frac{z}{L_{ev}} \leq y_{max}, \end{cases} \\ y_{max} = \frac{\rho_L g H_{con} c_{pL} (1+f)}{A_{con} r_{LG}^{con}}, \quad A_{con} = \frac{dp_s(t)}{dt}. \end{aligned}$$

Здесь $p_s(t)$ – зависимость давления насыщенного пара диоксида углерода от температуры; t_{con} – температура конденсатора; r_{LG}^{con} – удельная теплота испарения диоксида углерода при температуре конденсатора; Q – тепловая мощность, получаемая испарителем; c_{pL} – удельная теплоемкость диоксида углерода при постоянном давлении; f – отношение массовых расходов жидкой и парообразной фаз хладагента.

Подставляя (13) в (12), находим численным методом величину f при заданных Q, H_{con}, t_{con}, C и α . Следовательно, по формулам (5)–(13) определяем зависимости всех параметров математической модели от координаты z .

Для рассматриваемой экспериментальной установки высота подъема конденсатора составляет 3.1 м. Тогда из табл. 2 получаем

$$\begin{aligned} Q = \sum_{j=1}^9 \frac{Q_j}{9} = 5985 \text{ Вт}, \quad t_{con} = \sum_{j=3}^9 \frac{t_{con,j}}{7} = 5.41^\circ \text{C}, \\ V_L(0) = \sum_{j=3}^9 \frac{v_j}{7} = 0.156 \frac{\text{м}}{\text{с}}, \end{aligned}$$

из табл. 4 получаем $L_x = \sum_{i=4}^{10} \frac{L_x(\tau_i)}{7} = 156.2 \text{ м}$.

Полагая, что $K(z)$ можно аппроксимировать функцией

$$K(z) = K_1 + (K_2 - K_1) \left(\frac{z}{L_{ev}} \right)^\beta,$$

и проводя численное моделирование с помощью математической модели (5)–(13), находим $L_x = 156.2 \text{ м}$, $V_L(0) = 0.156 \text{ м/с}$ при $K_1 = 1$, $K_2 = 1.8$, $\beta = 2.5$ и $K_C = 1$.

При заданных значениях параметров модели получаем распределение характеристик двухфазного потока диоксида углерода по длине испарителя, приведенное в табл. 5. В табл. 6, 7 даны параметры, характеризующие трение потока жидкости и пара соответственно.

Как следует из табл. 6, коэффициент трения для жидкости имеет промежуточные значения между коэффициентами трения турбулентного течения в гладких трубах и шероховатых трубах. Из

Таблица 6. Зависимость параметров, характеризующих трение, от координаты z для потока жидкости

$z, \text{ м}$	$Re_L \cdot 10^{-4}$	$\xi(Re_L, \bar{\Delta})$	$\xi_2(Re_L, \bar{\Delta})$	$\xi_3(\bar{\Delta})$	P_1	P_2
0.0	3.51	0.025	0.231	0.028	1.0	0.376
29.5	3.39	0.025	0.023	0.028	1.0	0.364
59.0	3.26	0.025	0.024	0.028	1.0	0.351
88.5	3.13	0.025	0.024	0.028	1.0	0.338
118.0	3.00	0.025	0.024	0.028	1.0	0.325
147.5	2.86	0.025	0.024	0.028	1.0	0.311
177.0	2.73	0.026	0.025	0.028	1.0	0.298
206.5	2.60	0.026	0.025	0.028	1.0	0.284
236.0	2.47	0.026	0.025	0.028	1.0	0.270
265.5	2.34	0.026	0.026	0.028	1.0	0.257
295.0	2.21	0.026	0.026	0.028	1.0	0.243

Таблица 7. Зависимость параметров, характеризующих трение, от координаты z для потока пара

$z, \text{ м}$	$Re_G \cdot 10^{-4}$	$\xi(Re_G, \bar{\Delta})$	$\xi_2(Re_G, \bar{\Delta})$	$\xi_3(\bar{\Delta})$	P_1	P_2
0.0	–	–	–	–	–	–
29.5	0.905	0.032	0.032	0.028	1.0	0.101
59.0	1.90	0.027	0.027	0.028	1.0	0.210
88.5	2.89	0.025	0.024	0.028	1.0	0.314
118.0	3.89	0.025	0.023	0.028	1.0	0.414
147.5	4.88	0.025	0.021	0.028	1.0	0.505
177.0	5.88	0.025	0.020	0.028	1.0	0.590
206.5	6.87	0.025	0.020	0.028	1.0	0.664
236.0	7.87	0.025	0.019	0.028	1.0	0.729
265.5	8.86	0.026	0.018	0.028	1.0	0.785
295.0	9.86	0.026	0.018	0.028	1.0	0.832

Примечание к табл. 6, 7. z – изменение длины испарителя, м; Re_L – число Рейнольдса; $\xi(Re_L, \bar{\Delta})$, $\xi_2(Re_L, \bar{\Delta})$, $\xi_3(\bar{\Delta})$ – шероховатость поверхности трубы испарителя; P_1, P_2 – интегралы вероятностей.

табл. 7 видно, что коэффициент трения для пара в начале испарителя близок к коэффициенту трения турбулентного потока в гладких трубах, на конечном участке испарителя коэффициент трения для пара близок к коэффициенту трения турбулентного потока в шероховатых трубах, поскольку параметры $K_C = 1$, $C(z) = C_0(z)$ удовлетворительно описывают турбулентный поток не только в шероховатых трубах, но и в гладких трубах.

ВЫВОДЫ

1. Проведено экспериментальное исследование функционирования горизонтальной испарительной системы охлаждения грунта, используемой при строительстве сооружений на мерзлых породах. Показано, что установка успешно функционирует (скорость жидкости на выходе из конденсатора 0.156 м/с, температура испарителя выше температуры конденсатора на 0.46 °С). Низкое значение перепада температур обусловлено применением диоксида углерода в качестве хладагента в силу его низкого термического сопротивления.

2. На основе экспериментально полученных температурных зависимостей балансовым методом рассчитано количество пара в системе при стационарном режиме функционирования. Объем пара равен объему трубы испарителя длиной 156.2 м.

3. С помощью одномерной математической модели определены наиболее важные характеристики двухфазного потока в системе: истинное объемное газосодержание, массовое газосодержание, скорость жидкости, скорость пара, число Рейнольдса для жидкости и для пара, массовый поток жидкости и пара в разных сечениях трубы испарителя.

Авторы выражают благодарность В.А. Гуртовому за помощь в проведении экспериментов.

Работа выполнена по госзаданию, согласно Плану НИР ТюмНЦ СО РАН на 2018–2020 гг., протокол № 2 от 08.12.2017 (Приоритетное направление IX.135. Программа IX.135.2. Проект IX.135.2.4. Физико-механические и физико-химические модели эволюции состояния природно-технических систем в криосфере Земли).

Литература

- Аникин Г.В., Плотников С.Н., Спасенникова К.А.** Компьютерное моделирование тепломассопереноса в системах горизонтального охлаждения грунтов // Криосфера Земли, 2011, т. XV, № 1, с. 33–39.
- Аникин Г.В., Спасенникова К.А.** О выборе хладагента для сезонных охлаждающих устройств типа “ГЕТ” // Криосфера Земли, 2014, т. XVIII, № 2, с. 31–33.
- Горелик Я.Б.** Причины неустойчивой работы двухфазного естественно-конвективного охлаждающего устройства с горизонтальным испарителем // Криосфера Земли, 2015, т. XIX, № 4, с. 81–93.
- Долгих Г.М., Окунев С.Н.** Разработка природоохранных мероприятий, экологически безвредных технологий и оборудования для освоения газовых газоконденсатных месторождений полуострова Ямал // Отчет о НИР. Тюмень, Гипротюмнефтегаз, 1989, 152 с.
- Идельчик И.Е.** Справочник по гидравлическим сопротивлениям. М., Машиностроение, 1992, 616 с.
- Ишков А.А., Аникин Г.В., Долгих Г.М., Окунев С.Н.** Сравнение результатов физико-математического моделирования системы “ГЕТ” с экспериментальными данными // Криосфера Земли, 2018, т. XXII, № 5, с. 57–64.
- Основы геокриологии.** Ч. 5. Инженерная геокриология / Под ред. Э.Д. Ершова. М., Изд-во Моск. ун-та, 1999, 526 с.
- Теплопередача в двухфазном потоке** / Под ред. Д. Баттерворса, Г. Хьюитта. М., Энергия, 1980, 325 с.
- Феклистов В.Н., Долгих Г.М., Окунев С.Н., Паздерин Д.С.** Исследование охлаждающей системы типа ГЕТ

для термостабилизации грунтовых оснований // Междунар. конф. “Криогенные ресурсы полярных и горных регионов. Состояние и перспективы инженерного мерзлотоведения” (Тюмень, 21–24 апр. 2002 г.). Тюмень, 2008, с. 165–168.

Crowe C.T. (Ed.). Multiphase Flow Handbook. Boca Raton, London, New York, Taylor&Francis, 2006, 1156 p.

Farouki O.T. Thermal properties of soils // Series on Rock and Soil Mechanics. Clausthal-Zellerfeld, Germany, Trans Tech., 1986, vol. 11, 136 p.

Holubec I. Geotechnical site investigation guidelines for building foundations in permafrost // Report submitted to the Government of the Northwest Territories, Department of Public Works and Services. Canada, January 2010, 48 p.

References

Anikin G.V., Plotnikov S.N., Spasennikova K.A. Computer simulation of heat-mass exchange in the systems of horizontal ground cooling. Kriosfera Zemli [Earth's Cryosphere], 2011, vol. XV, No. 1, p. 33–39 (in Russian).

Anikin G.V., Spasennikova K.A. On the choice of refrigerating fluid for type “GET” systems for seasonal cooling. Earth's Cryosphere, 2014, vol. XVIII, No. 2, p. 26–28.

Gorelik J.B. Operation of two-phase thermosyphons with horizontal evaporator tubes: causes of instability. Earth's Cryosphere, 2015, vol. XIX, No. 4, p. 74–83.

Dolgikh G.M., Okunev S.N. Nature conservation measures, environment-friendly technologies, and equipment for development of new gas and condensate fields in the Yamal Peninsula.

In: Otchet o NIR [Research Activity Report]. Tyumen, Giprotiumenneftegaz, 152 p. (in Russian).

Idelchik I.E. Spravochnik po gidravlicheskim soprotivleniyam [Hydraulic Resistance. A Handbook]. Moscow, Mashinostroenie, 616 p. (in Russian).

Ishkov A.A., Anikin G.V., Dolgikh G.M., Okunev S.N. Horizontal evaporator tube (HET) thermosyphons: physical-mathematical modeling and experimental data, compared. Earth's Cryosphere, 2018, vol. XXII, No. 5, p. 51–56.

Ershov E.D. (Ed.). Osnovy geokriologii [Fundamentals of Geocryology. Part 5. Engineering Geocryology. Moscow, Moscow University Press, 1999, 526 p. (in Russian).

Butterworth D., Hewitt G. (Eds.). Heat transfer in a two-phase flow. Moscow, Energy, 1980, 325 p. (in Russian).

Feklistov V.N., Dolgikh G.M., Okunev S.N., Pazderin D.S. Investigation into HET thermosyphons for soil stabilization. In: Resources of Polar and Highland Areas. State and Prospects of Geocryology: Proc. Intern. Conf. Tyumen, book 2, p. 165–168.

Crowe C.T. (Ed.). Multiphase Flow Handbook. Boca Raton, London, New York, Taylor&Francis, 2006, 1156 p.

Farouki O.T. Thermal properties of soils. Series on Rock and Soil Mechanics. Clausthal-Zellerfeld, Germany, Trans Tech., 1986, vol. 11, 136 p.

Holubec I. Geotechnical site investigation guidelines for building foundations in permafrost. In: Report submitted to the Government of the Northwest Territories, Department of Public Works and Services. Canada, January 2010, 48 p.

*Поступила в редакцию 5 декабря 2018 г.,
после доработки – 18 апреля 2019 г.,
принята к публикации 7 июня 2019 г.*