

УДК 536.24  
DOI: 10.18799/24131830/2025/4/4639  
Шифр специальности ВАК: 1.3.14, 2.8.5

## Повышение эффективности работы термостабилизатора за счёт распределения потоков хладагента внутри устройства и оребрения его поверхностей

А.Я. Гильманов<sup>1</sup>✉, А.С. Ким<sup>2</sup>, А.П. Шевелёв<sup>1</sup>

<sup>1</sup> Тюменский государственный университет, Россия, г. Тюмень

<sup>2</sup> ООО «Альянс», Россия, г. Тюмень

✉ a.y.gilmanov@utmn.ru

**Аннотация. Актуальность.** Строительство протяжённых магистральных трубопроводов в условиях криолитозоны сопряжено с проблемой протаивания грунта под ними. Эффективным решением этой проблемы является использование двухфазных термостабилизаторов, расположенных рядом со сваями, на которых находится трубопровод. Для повышения эффективности работы устройства впервые предлагается проводить оребрение внутренней поверхности надземной части термосифона. **Цель:** определение оптимальных параметров оребрения поверхностей термосифона и количества сегментов разделяющего потока хладагента устройства. **Объекты:** термостабилизатор, хладагент, тепло-массообмен, мерзлый грунт. **Методы.** Для определения оптимальных параметров конструкции устройства проводится физико-математическое моделирование процессов тепло-массообмена в системе окружающая среда–термостабилизатор–грунт. Разработанная модель использует законы неизотермической многофазной механики и включает выделение характерных подзадач с учётом симметрии протекающих процессов. Выделяется пять связанных подзадач: обдув надземной части термостабилизатора; конденсация теплоносителя внутри надземной части устройства; движение хладагента внутри разделяющего потоки устройства; восходящий поток теплоносителя в зазоре между корпусом термосифона и сегментами разделителя потоков; теплообмен термостабилизатора с мерзлым грунтом. **Результаты и выводы.** Проведена валидация предложенной модели путём сопоставления расчётных данных с замерами температурного профиля с использованием термокосы для здания Государственного архива Салехарда. В работе показано, что увеличение размеров оребрения внешней поверхности подземной части термостабилизатора и сегментирование разделяющего потоки хладагента устройства позволяют равномерно охладить грунт в области, не подверженной сезонным протаиваниям. Установлено, что увеличение площади контакта хладагента с внутренней поверхностью надземной части термосифона за счёт оребрения этой поверхности позволяет повысить среднее значение предельной температуры окружающей среды, при которой работа устройства является эффективной.

**Ключевые слова:** криолитозона, термостабилизатор, физико-математическое моделирование, магистральные трубопроводы, оребрение, вертикальный температурный профиль, тепло-массообмен, хладагент

**Для цитирования:** Гильманов А.Я., Ким А.С., Шевелёв А.П. Повышение эффективности работы термостабилизатора за счёт распределения потоков хладагента внутри устройства и оребрения его поверхностей // Известия Томского политехнического университета. Инжиниринг георесурсов. – 2025. – Т. 336. – № 4. – С. 25–35. DOI: DOI: 10.18799/24131830/2025/4/4639

---

UDC 536.24  
DOI: 10.18799/24131830/2025/4/4639

## Improving the efficiency of the heat stabilizer operation by distributing refrigerant flows inside the device and finning its surfaces

A.Ya. Gilmanov<sup>1</sup>✉, A.S. Kim<sup>2</sup>, A.P. Shevelev<sup>1</sup>

<sup>1</sup> University of Tyumen, Tyumen, Russian Federation

<sup>2</sup> «Alians» LLC, Tyumen, Russian Federation

✉ a.y.gilmanov@utmn.ru

**Abstract. Relevance.** The construction of long pipelines in the conditions of the cryolithozone is associated with the problem of soil thawing under them. An effective solution to this problem is the use of two-phase heat stabilizers located next to the piles. To increase the efficiency of the device, it is proposed to fin the inner surface of the aboveground part of the thermosyphon. **Aim.** To determine the optimal parameters of the finning of the thermosyphon surfaces and the number of segments of the device separating the refrigerant flows. **Objects.** Heat stabilizer, refrigerant, heat and mass transfer, frozen soil. **Methods.** The developed model uses the laws of non-isothermal multiphase mechanics. There are five related subtasks: blowing of the above-ground part of the heat stabilizer; condensation of the refrigerant inside the above-ground part of the device; movement of the refrigerant inside the flow-separating device; upward flow of the refrigerant; heat exchange of the heat stabilizer with frozen soil. **Results and conclusions.** The validation of the proposed model was carried out by comparing the calculated data with measurements of the temperature profile for the Salekhard State Archive building. The work shows that increasing the size of the fins of the outer surface of the underground part of the heat stabilizer and segmenting the device separating the refrigerant flows makes it possible to evenly cool the soil in an area not subject to seasonal thawing. It was found that increasing the contact area of the refrigerant with the inner surface of the aboveground part of the thermosyphon due to the finning of this surface makes it possible to increase the average value of the ambient temperature limit at which the device is effective.

**Keywords:** cryolithozone, heat stabilizer, physical and mathematical modeling, main pipelines, finning, vertical temperature profile, heat and mass transfer, refrigerant

**For citation:** Gilmanov A.Ya., Kim A.S., Shevelev A.P. Improving the efficiency of the heat stabilizer operation by distributing refrigerant flows inside the device and finning its surfaces. *Bulletin of the Tomsk Polytechnic University. Geo Assets Engineering*, 2025, vol. 336, no. 4, pp. 25–35. DOI: 10.18799/24131830/2025/4/4639

## Введение

Значительная часть магистральных нефте- и газопроводов пролегает в высоких широтах, характеризующихся наличием криолитозоны. Тепловой поток от прокачиваемых углеводородов и окружающей среды приводит к деградации вечномёрзлого грунта, что вызывает деформации трубы, которые могут приводить к её прорыву и утечке нефтепродуктов [1, 2]. Такое явление имеет негативный экономический и экологический эффект. Чтобы это предотвратить, трубопроводы располагают на сваях над земной поверхностью. Однако и в этом случае тепловой поток в грунт за счёт теплопроводности через сваю негативно воздействует на криолитозону. Поэтому наиболее эффективным способом компенсации такого воздействия является использование термостабилизирующих устройств [3–5]. В силу большой протяжённости трубопроводов технические устройства, поддерживающие грунт в замороженном состоянии, должны отличаться высокой степенью автономности работы [6]. К таким устройствам относятся сезонные естественнодействующие термосифоны [7]. Среди них можно выделить двухфазные устройства, в которых за счёт фазового перехода жидкость–пар количество теплоты, отбираемое у грунта в зимний период, существенно выше, чем у однофазных [8–10].

Вследствие значительной протяженности трубопроводов климатические условия и свойства вечномёрзлого грунта существенно различаются между собой, что диктует необходимость подбора термостабилизаторов с индивидуальными характеристиками в каждом конкретном случае [11–13]. Такой подбор характеристик возможен только с использованием физико-математического моделирования тепловых и гидродинамических потоков

хладагента с учётом особенностей внешней среды [14, 15]. Стандартной инженерной практикой является использование лицензионного программного обеспечения, подробно описывающего теплообмен термостабилизатора с грунтом в трёхмерной постановке задачи [16]. Однако большое количество термосифонов с различными техническими характеристиками и различающимися условиями внешней среды делает такие расчёты трудоёмким и длительным процессом. В качестве замены такого подхода предлагаются упрощённые подходы к моделированию теплообмена в системе окружающая среда–термостабилизатор–грунт, которые могут быть использованы для экспресс-оценок эффективности работы этих устройств и определения их оптимальных параметров [17, 18].

Применимость установки во многом определяется соотношением температур хладагента и окружающей среды. Для эффективной работы устройства необходимо, чтобы характерное время циркуляции хладагента в термосифоне было больше, чем время его конденсации в надземной части устройства, поскольку в восходящем потоке происходит фазовый переход жидкость–пар [19–21]. В силу существенных колебаний температуры окружающей среды в условиях резко-континентального климата в арктических и субарктических районах России в зимний период времени температура воздуха может подниматься до значений, при которых интенсивность конденсации падает и в нисходящем потоке присутствует большое количество паровой фазы хладагента. В качестве технического решения такой проблемы впервые предлагается увеличение площади контакта теплоносителя с охлаждённой поверхностью термосифона за счёт оребрения внутренней поверхности его надземной части.

Для интенсификации тепловых потоков, поглощаемых термостабилизатором из грунта, предлагается увеличивать площадь их контакта за счёт оребрения внешней поверхности корпуса устройства.

При необходимости охлаждения грунта на глубинах до 20 м и больше для транспортировки теплоносителя до основания термосифона в жидком состоянии применяется разделяющая нисходящий и восходящий потоки хладагента труба с низким коэффициентом теплопроводности материала стенок, помещаемая внутрь устройства. Однако в таком случае возникает проблема падения эффективности охлаждения верхних слоёв грунта. Для более равномерного охлаждения авторами статьи предлагается выполнять разделяющее потоки устройство в виде одинаковых сегментов с небольшими зазорами  $h_c$  между ними, распределяющими подвод жидкого хладагента к стенкам корпуса термосифона.

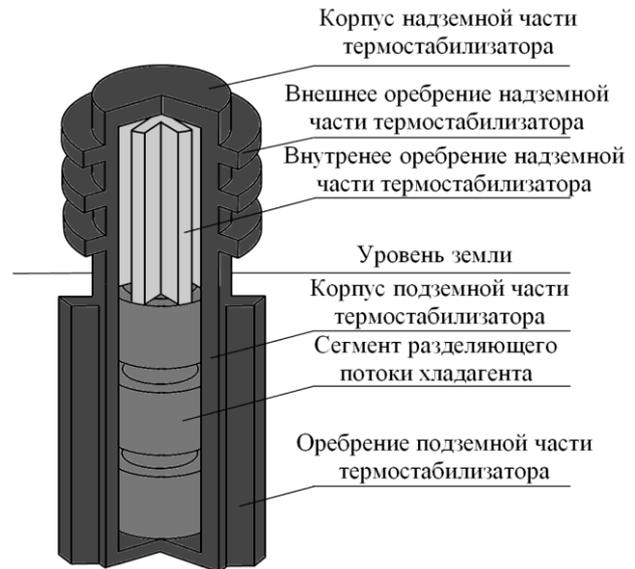
Расчёт оптимальных параметров описанных конструкций термостабилизаторов требует разработки физико-математической модели на основе уравнений механики многофазных сред. Целью работы является определение оптимальных параметров оребрения поверхностей термосифона и количества сегментов разделяющего потоки хладагента устройства.

### Материалы и методы

Для поддержания грунта в замороженном состоянии предлагается использовать сезонный двухфазный естественнодействующий термостабилизатор. В традиционной конструкции термосифона для интенсификации охлаждения теплоносителя используется оребрение внешней поверхности его надземной части (рис. 1) [22]. В работе для повышения эффективности конденсации теплоносителя предлагается использовать оребрение внутренней поверхности надземной части термосифона, выполненное в виде диаметрально расположенных пластин под одинаковым углом друг относительно друга (рис. 1). Кроме того, для интенсификации теплообмена в системе грунт–термостабилизатор предлагается выполнять оребрение внешней поверхности подземной части термосифона (рис. 1). Более равномерное распределение жидкого хладагента вблизи поверхности корпуса термостабилизатора осуществляется за счёт сегментирования разделяющего восходящий и нисходящий потоки теплоносителя устройства (рис. 1).

Для упрощения моделирования процессов теплопереноса в системе окружающая среда–термостабилизатор–грунт выделяется пять связанных подзадач: обдув надземной части термостабилизатора (первая); конденсация теплоносителя внутри надземной части устройства (вторая); движение хладагента внутри разделяющего потоки устройства

(третья); восходящий поток теплоносителя в зазоре между корпусом термосифона и сегментами разделителя потоков (четвёртая); теплообмен термостабилизатора с мёрзлым грунтом (пятая).



**Рис. 1.** Конструкция термостабилизатора с оребрением внутренней поверхности его надземной части и внешней поверхности подземной и сегментированием разделяющего потоки хладагента устройства

**Fig. 1.** Design of the heat stabilizer with finning of the inner surface of its above-ground part and the outer surface of the underground and segmentation of the device separating the refrigerant flows

При решении первой подзадачи принимается, что скорость ветра и температура окружающего воздуха задаются как средняя величина за весь зимний период в силу длительности этого периода, что в рамках интегрального подхода позволяет пренебречь суточными колебаниями этих величин. Кроме того, воздух считается идеальным газом. Решение этой подзадачи осуществляется с использованием эмпирического критериального уравнения [23]:

$$Nu = 0,763Re^{0,5}Pr^{0,4} \left( \frac{T_a}{T_w} \right)^{0,4}, \quad (1)$$

где  $Nu$  – число Нуссельта, безразмерная величина,

$$Nu = \frac{2\alpha r_{go}}{\lambda_a}, \quad (2)$$

$\alpha$  – коэффициент теплоотдачи, Вт/(м<sup>2</sup>·К);  $r_{go}$  – латеральные размеры надземной части термосифона с учётом оребрения, м;  $\lambda_a$  – коэффициент теплопроводности воздуха, Вт/(м·К);  $Re$  – число Рейнольдса, безразмерная величина,

$$\text{Re} = \frac{2P_a M_a v_a r_{go}}{\mu_a R T_a}, \quad (3)$$

$\mu_a$ ,  $M_a$ ,  $T_a$  – динамическая вязкость (Па·с); молярная масса (кг/моль) и температура воздуха (К) соответственно;  $R$  – универсальная газовая постоянная, Дж/(моль·К);  $P_a$  – атмосферное давление, Па;  $v_a$  – скорость ветра, м/с;  $\text{Pr}$  – число Прандтля, безразмерная величина,

$$\text{Pr} = \frac{\mu_a c_a}{\lambda_a}, \quad (4)$$

$c_a$  – удельная теплоёмкость воздуха, Дж/(кг·К);  $T_w$  – температура стенки надземной части термосифона, К, выражающаяся как:

$$T_w = T_a + \frac{\gamma - 1}{2} T_a \left( \frac{v_a}{v_{sa}} \right)^2, \quad (5)$$

$\gamma$  – показатель адиабаты, безразмерная величина;  $v_{sa}$  – скорость звука в воздушной среде, м/с.

Из аналитического решения первой подзадачи (1)–(5) определяется температура оребрённой внутренней поверхности надземной части термосифона. Этот параметр связывает первую и вторую подзадачи.

В рамках второй подзадачи используются следующие допущения: теплообмен происходит практически мгновенно в силу высокого коэффициента теплопроводности материала корпуса термосифона, отсутствуют тепловые потери в системе корпус–хладагент. С учётом баланса тепла, выделяемого при конденсации теплоносителя в надземной части устройства, и тепла, поглощаемого окружающей средой, можно найти отношение времён конденсации и циркуляции в термосифоне хладагента – критерий полноты конденсации:

$$K_t = \frac{l \rho_f \pi r_{si}^2 (h_u + h_g)}{S_{gi} \alpha (T_s - T_w) t_h}, \quad (6)$$

где  $l$ ,  $T_s$  и  $\rho_f$  – удельная теплота конденсации (Дж/кг); температура фазового перехода (К) и плотность жидкой фазы теплоносителя (кг/м<sup>3</sup>) соответственно;  $r_{si}$  – внутренний радиус разделяющего потока устройства, м;  $h_u$  и  $h_g$  – длина подземной и надземной частей термосифона, м;  $S_{gi}$  – площадь внутренней поверхности надземной части термостабилизатора с учётом оребрения, м<sup>2</sup>;  $t_h$  – характерное время циркуляции хладагента в термосифоне, с. В результате оребрения площадь внутренней поверхности надземной части устройства увеличивается на величину суммарной площади поверхности рёбер, которые имеют форму прямоугольного параллелепипеда.

Плотность жидкой фазы хладагента рассчитывается по уравнению состояния Редлиха–Квонга:

$$P = \frac{\rho_f R T P_c}{M_h P_c - 0,0866 \rho_f R T_c} - P_1, \quad (7)$$

$$P_1 = \frac{0,427 \rho_f^2 R^2 T_c^{2,5}}{\sqrt{T} M_h (M_h P_c + 0,0866 \rho_f R T_c)}, \quad (8)$$

где  $P$  – давление, Па, в надземной части термостабилизатора имеющее значение  $P_g$ , Па;  $T$  – температура, К;  $M_h$  – молярная масса хладагента, кг/моль;  $P_c$  и  $T_c$  – критические давление (Па) и температура теплоносителя (К);  $P_1$  – слагаемое с размерностью давления в уравнении Редлиха–Квонга для жидкой фазы хладагента, Па.

Решение второй подзадачи (6)–(8) осуществляется аналитически, где кубическое уравнение решается методом Кардано, причём в качестве плотности жидкой фазы берётся наибольший корень уравнения.

Третья подзадача подразумевает, что за время конденсации хладагент полностью конденсируется и стекает под действием гравитационных сил вниз внутри разделяющего потоки устройства в таком состоянии за счёт низкого коэффициента теплопроводности материала этого устройства. Трением хладагента о стенки сегментов и потерями давления в зазорах между сегментами пренебрегается. Эта подзадача, как и все последующие, решается в стационарном приближении в силу длительности зимнего периода. С учётом симметрии задачи вводится вертикальная ось координат  $z$ , направленная вдоль длины подземной части термосифона. В рамках такой постановки распределение давления ищется из закона сохранения импульса вида

$$\frac{dP}{dz} = \rho_f g, \quad (9)$$

где  $g$  – ускорение свободного падения, м/с<sup>2</sup>, с граничным условием

$$P(z = 0) = P_g. \quad (10)$$

Решение третьей подзадачи (8)–(10) проводится аналитически и позволяет рассчитать давление вблизи нижнего основания термосифона, которое используется как граничное условие при решении четвёртой подзадачи.

В четвёртой подзадаче описывается одномерное движение восходящего потока двухфазного (жидкость, пар) хладагента в рамках односкоростного приближения с учётом притока жидкой фазы из зазоров между сегментами, причём нисходящими потоками пренебрегается. Система уравнений механики многофазных систем в данной постановке принимает следующий вид [23, 24]:

$$\frac{d(\rho_f \alpha_f v)}{dz} = -J, \quad (11)$$

$$\frac{d(\rho_g \alpha_g v)}{dz} = J, \quad (12)$$

$$\frac{1}{\rho_f \alpha_f + \rho_g \alpha_g} \frac{dP}{dz} + \frac{v^2}{2h_u} = g, \quad (13)$$

$$\frac{d((\rho_f \alpha_f c_f + \rho_g \alpha_g c_g) v T)}{dz} = q, \quad (14)$$

$$\alpha_f + \alpha_g = 1, \quad (15)$$

$$J = \frac{q v t_v}{l h_u}, \quad (16)$$

где  $\rho_g$  – плотность паров хладагента, кг/м<sup>3</sup>;  $\alpha_f$ ,  $\alpha_g$ ,  $c_f$  и  $c_g$  – массовое содержание (безразмерная величина) и удельные теплоёмкости (Дж/(кг·К)) жидкой и паровой фаз хладагента соответственно;  $v$  – скорость смеси фаз, м/с;  $q$  – объёмная интенсивность поглощения тепла термостабилизатором из грунта, Вт/м<sup>3</sup>;  $t_v$  – характерное время испарения хладагента, с;  $J$  – интенсивность массообмена жидкость–пар, кг/(м<sup>3</sup>·с).

Плотность паров хладагента определяется из уравнения состояния Редлиха–Квонга как наименьший корень этого уравнения:

$$P = \frac{\rho_g R T P_c}{M_h P_c - 0,0866 \rho_g R T_c} - P_2, \quad (17)$$

$$P_2 = \frac{0,427 \rho_g^2 R^2 T_c^{2,5}}{\sqrt{T} M_h (M_h P_c + 0,0866 \rho_g R T_c)}, \quad (18)$$

где  $P_2$  – слагаемое с размерностью давления (Па) в уравнении Редлиха–Квонга для паров хладагента.

При решении четвертой подзадачи (8), (11)–(18) у нижнего основания термосифона задаются граничные условия:

$$P(z = h_u) = \rho_f g h_u + P_g, \quad (19)$$

$$T(z = h_u) = T_s, \quad (20)$$

$$\alpha_f(z = h_u) = 1, \quad (21)$$

$$v(z = h_u) = \sqrt{2gh_u}. \quad (22)$$

Разделяющее потоки имеет  $N_s$  одинаковых сегментов с номером  $i=1, 2, \dots, N_s$ , отсчитываемых сверху вниз;  $z_{ui}$  и  $z_{di}$  – вертикальные координаты (м) верхнего и нижнего основания сегмента с номером  $i$ . Тогда с учётом баланса массы и тепла можно записать граничные условия в зазоре между сегментами:

$$P(z = z_{di}) = P(z = z_{u,i+1}), \quad (23)$$

$$T(z = z_{di}) = \frac{C_{mb} T_b S_g v_b + S_c \rho_{fb} v_b c_f T_s}{C_{mb} S_g v_b + S_c \rho_{fb} v_b c_f}, \quad (24)$$

$$\alpha_f(z = z_{di}) = \frac{v_b \rho_{fb} \alpha_{fb} S_g + S_c \rho_{fb} v_b}{v_b \rho_{mb} S_g + S_c \rho_{fb} v_b}, \quad (25)$$

$$v(z = z_{di}) = \sqrt{2gz_{di}}, \quad (26)$$

$$C_{mb} = \rho_{fb} \alpha_{fb} c_{fb} + \rho_{gb} \alpha_{gb} c_{gb}, \quad (27)$$

$$\rho_{mb} = \rho_{fb} \alpha_{fb} + \rho_{gb} \alpha_{gb}, \quad (28)$$

где индекс  $b$  соответствует значению переменных при  $z=z_{u,i+1}$ ;  $S_g$  – площадь сечения зазора между внешней трубой термосифона и разделяющим потоки устройством, м<sup>2</sup>;  $S_c$  – площадь боковой поверхности зазора между сегментами, м<sup>2</sup>;  $C_{mb}$  – объёмная теплоёмкость парожидкостной смеси при  $z=z_{u,i+1}$ , Дж/(м<sup>3</sup>·К);  $\rho_{mb}$  – плотность парожидкостной смеси при  $z=z_{u,i+1}$ , кг/м<sup>3</sup>.

Для решения четвертой подзадачи (8), (11)–(18) с учётом граничных условий (19)–(28) необходимо определять тепловой поток, поглощаемый термостабилизатором из грунта, из решения пятой подзадачи. В рамках такой подзадачи считается, что в грунте на эффективном расстоянии  $r_{ef}$ , м, устанавливается температура невозмущённого грунта  $T_r$ , К, учитывается, что стенка корпуса термостабилизатора стальная с коэффициентом теплопроводности материала  $\lambda_s$ , Вт/(м·К), имеет внутренний радиус  $r_{is}$ , м, и внешний радиус  $r_{to}$ , м, оребрение внешней поверхности корпуса учитывается с помощью эффективного размера оребрения  $\delta$ , м, определяемого в рамках развития концепции скин-фактора как половина латерального размера рёбер. На этот размер увеличивается внешний радиус трубы корпуса термостабилизатора при расчёте его теплообмена с грунтом. Коэффициент теплопроводности грунта  $\lambda_r$ , Вт/(м·К), тепловой поток, поглощаемый термостабилизатором из грунта, с учётом осевой симметрии из классического решения уравнения теплопроводности определяется как [25]

$$q(z) = \frac{2\pi(T_r - T(z))}{\left(\frac{1}{\lambda_s} \ln \frac{r_{to} + \delta}{r_{ti}} + \frac{1}{\lambda_r} \ln \frac{r_{ef}}{r_{to} + \delta} + \frac{1}{\alpha_2 r_{ti}}\right) S_g}, \quad (29)$$

где коэффициент теплоотдачи с внутренней поверхности корпуса термосифона вычисляется как

$$\alpha = \frac{C_m v S_g (T(z) - T_s)}{2 \left( T(z) + \frac{q(z) S_g}{2\pi \lambda_s} \ln \frac{r_{to} + \delta}{r_{ti}} - T(z) \right) \pi r_{ti} h_u}, \quad (30)$$

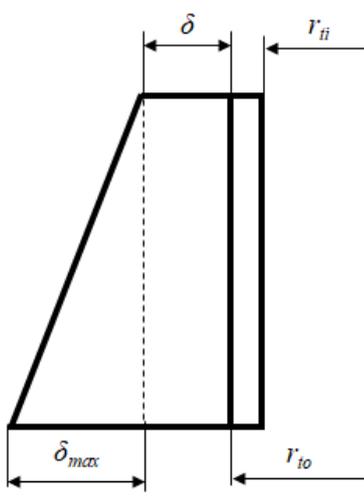
где  $C_m$  – объёмная теплоёмкость парожидкостной смеси, Дж/(м<sup>3</sup>·К).

Решение этой подзадачи (29), (30) осуществляется численно с помощью метода простой итерации с точностью 99 %, решение связанной четвертой подзадачи проводится численно с использованием метода Эйлера.

## Результаты и обсуждение

С использованием разработанной физико-математической модели проведены расчёты по

определению оптимальных параметров термосифона, позволяющих более эффективно охлаждать грунт. В таблице приведены параметры термостабилизатора, грунта и окружающей среды для здания Государственного архива в Салехарде, при которых проводились расчёты, причём  $r_{so}$  – внешний радиус сегментов разделяющего потоки устройства, м.



**Рис. 2.** Термостабилизатор с равномерным изменением латеральных размеров оребрения внешней поверхности его подземной части

**Fig. 2.** Heat stabilizer with a uniform change in the lateral dimensions of the fins of the outer surface of its underground part

Одним из перспективных способов увеличения теплового взаимодействия в системе термостабилизатор–грунт является оребрение внешней поверхности термосифона. Для более эффективного охлаждения грунта в нижней части термостабилизатора предлагается использовать оребрение, величина латеральных размеров которого равномерно увеличивается с глубиной (рис. 2), тогда в формуле

(29) с увеличением  $z$  подставляется линейно увеличивающееся значение  $\delta$  (что соответственно увеличивает площадь боковой поверхности цилиндра).

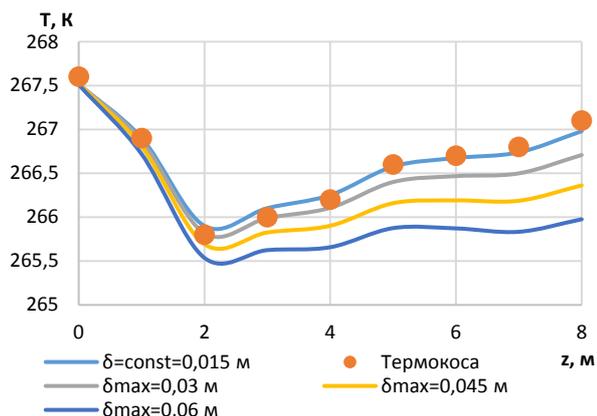
Замеры вертикального температурного профиля в грунте с использованием термокосы показывают, что в распределении температуры имеется аномалия, вызванная наложением тепловых полей от летнего и зимнего периодов. В силу более длительного зимнего периода времени фронт промерзания грунта опускается ниже, чем фронт прогрева за летний период (рис. 3).

На рис. 3 коричневыми точками показаны данные замеров температуры с термокосы. Вертикальный температурный профиль в грунте на расстоянии 1 м от термосифона, рассчитанный по разработанной физико-математической модели при неизменных латеральных размерах оребрения подземной части термостабилизатора с характерными значениями параметров из таблицы, соответствует с погрешностью в пределах 10 % измеренному термокосой профилю температуры и изображён на рис. 3 синей линией. Такое соответствие свидетельствует о корректности разработанной модели. Равномерные увеличения латеральных размеров оребрения  $\delta_{max}$ , м, у основания термосифона в 2, 3 и 4 раза по сравнению с его значением у начала подземной части устройства иллюстрируются зелёной, фиолетовой и голубой кривыми на рис. 3 соответственно. Видно, что охлаждение грунта становится более эффективным с увеличением латерального размера оребрения вследствие интенсификации тепловых потоков, поступающих в термостабилизатор. При увеличении этих размеров с постоянным шагом интенсивность снижения температуры нелинейно возрастает. Четырёхкратное увеличение размера оребрения вблизи основания термосифона позволяет охладить грунт практически равномерно, начиная с глубины 2 м, поэтому такие размеры оребрения рекомендуются в качестве оптимальных.

**Таблица.** Параметры термостабилизатора, грунта и окружающей среды для здания Государственного архива в Салехарде

**Table.** Parameters of the heat stabilizer, soil and environment for the Salekhard State Archive building

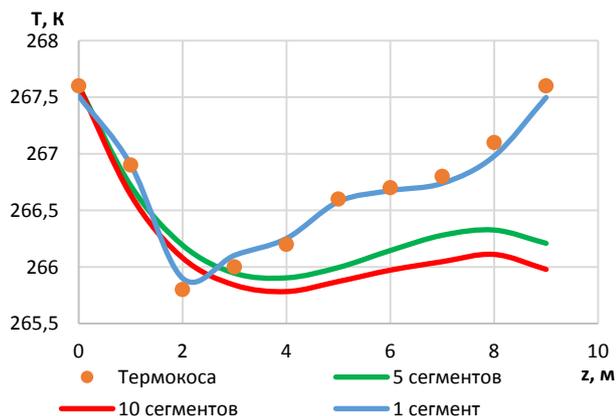
Параметр/Parameter	Значение/Value	Параметр/Parameter	Значение/Value	Параметр/Parameter	Значение/Value
$h_w$ , м/м	10	$N_s$	1	$T_a$ , К	236
$h_g$ , м/м	3	$\lambda_s$ , Вт/(м·К) W/(m·K)	70	$T_s$ , К	243
$r_{ef}$ , м/м	2	$\lambda_r$ , Вт/(м·К) W/(m·K)	2	$T_c$ , К	304
$r_{to}$ , мм/mm	30	$\lambda_a$ , Вт/(м·К) W/(m·K)	0,022	$P_c$ , МПа/MPa	7,38
$r_{ti}$ , мм/mm	27	$\gamma$	1,4	$P_a$ , МПа/MPa	0,1
$\delta$ , мм/mm	15	$v_{sa}$ , м/с/m/s	340	$P_g$ , МПа/MPa	0,9
$r_{so}$ , мм/mm	20	$v_a$ , м/с/m/s	7	$l$ , кДж/кг/kj/kg	215
$r_{si}$ , мм/mm	10	$t_h$ , ч/h	8,33	$c_a$ , кДж/(кг·К) kJ/(kg·K)	1,005
$h_c$ , мм/mm	1	$t_v$ , с/s	108	$c_g$ , кДж/(кг·К) kJ/(kg·K)	0,791
$r_{go}$ , мм/mm	50	$M_a$ , г/моль/g/mol	29	$c_f$ , кДж/(кг·К) kJ/(kg·K)	2,155
$\mu_a$ , мкПа·с/μPa·s	16,3	$M_b$ , г/моль/g/mol	44		



**Рис. 3.** Распределение температуры по глубине в грунте на расстоянии 1 м от термосифона для здания Государственного архива в Салехарде при различных размерах оребрения подземной части термостабилизатора

**Fig. 3.** Temperature distribution by depth in the ground at a distance of 1 m from the thermosiphon for Salekhard State Archive building at different sizes of the fins of the underground part of the heat stabilizer

Другим способом повысить эффективность охлаждения грунта за счёт более равномерного подвода жидкой фазы хладагента к внутренней поверхности корпуса термостабилизатора является сегментирование разделяющего внутренние потоки теплоносителя устройства. Влияние количества таких сегментов на вертикальный температурный профиль в грунте на расстоянии 1 м от термосифона приведено на рис. 4.

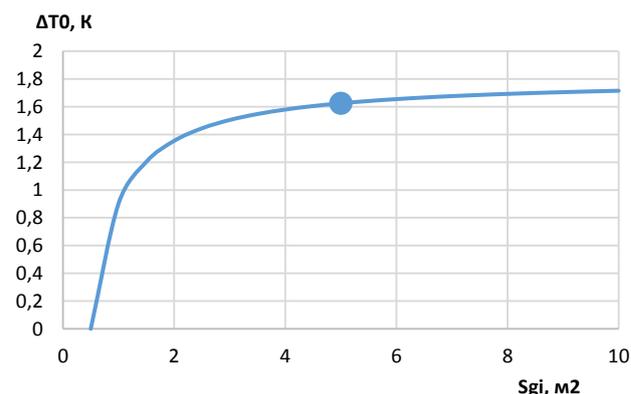


**Рис. 4.** Распределение температуры по глубине в грунте на расстоянии 1 м от термосифона для здания Государственного архива в Салехарде при различном количестве сегментов разделяющего внутренние потоки хладагента устройства

**Fig. 4.** Temperature distribution by depth in the ground at a distance of 1 m from the thermosiphon for Salekhard State Archive building with a different number of segments of the device separating the internal refrigerant flows

Коричневые точки на этом рисунке соответствуют замерам температуры с использованием термокосы. Термостабилизатор в стандартном исполнении имеет сплошное разделяющее потоки устройство. Модельные расчёты для такого термосифона с учётом его оребрения с параметрами из таблицы приведены на рис. 4 синей кривой. Описанный случай совпадает с синей кривой на рис. 3. При изготовлении разделяющего потоки устройства из 5 одинаковых сегментов (зелёная кривая на рис. 4) температура в грунте ниже 2 м, где отсутствует сезонное влияние, становится ниже более чем на 1 К. Изготовление разделяющего потоки устройства из 10 равных сегментов (красная кривая на рис. 4) позволяет снизить температуру в грунте ещё на 20 % относительно случая с 5 сегментами.

Эффективность охлаждения грунта определяется не только средними значениями температуры воздуха в зимний период работы термостабилизатора, но и продолжительностью этого периода. Длительность активного периода работы устройства определяется способностью хладагента конденсироваться за характерное время его циркуляции по термосифону. Если время конденсации хладагента больше, чем время циркуляции, и введённый критерий  $K_f$  (безразмерная величина) больше 1, то в подземную часть термостабилизатора поступает не полностью сконденсировавшийся теплоноситель, что резко снижает эффективность работы устройства, поскольку на понижение температуры грунта в значительной степени влияет теплота, отбираемая у него термосифоном при фазовом переходе хладагента.



**Рис. 5.** Зависимость разницы предельных температур воздуха с оребрением и без оребрения внутренней поверхности надземной части термостабилизатора, при которых происходит конденсация хладагента, от площади этой поверхности

**Fig. 5.** Dependence of the difference in the maximum temperatures of air, at which the refrigerant condenses, on the area of this surface, with fins and without fins on the inner surface of the above-ground part of the heat stabilizer

Сократить время конденсации и увеличить границы рабочего диапазона средней температуры окружающего воздуха можно за счёт увеличения площади контакта теплоносителя с внутренней поверхностью надземной части термостабилизатора путём её оребрения.

На рис. 5 приведена зависимость разницы предельных температур  $\Delta T_0$ , К, окружающего воздуха с оребрением и без оребрения внутренней поверхности надземной части термостабилизатора, при которых происходит конденсация хладагента, от площади этой поверхности  $S_{gi}$ ,  $m^2$ . С увеличением площади оребрения указанная разница температур немонотонно увеличивается и после точки (рис. 5), соответствующей площади поверхности  $S_{gi}=5 m^2$ , практически выполаживается, что свидетельствует о том, что дальнейшее увеличение оребрения не является эффективным.

### Выводы

1. Разработана физико-математическая модель процесса тепломассопереноса в системе окружающая среда – термостабилизатор – мёрзлый грунт, учитывающая оребрение поверхностей термосифона и перераспределение потоков хладагента к поверхности корпуса.
2. Проведена валидация предложенной модели путём сопоставления расчётных данных со значениями вертикального температурного профиля по данным термокосы для здания Государственного архива Салехарда, показавшая совпадение результатов с погрешностью не более 10 %.
3. Показано, что использование сезонных термостабилизирующих естественнодействующих устройств на основе углекислоты является наиболее эффективным в регионах, характери-

зующихся средними показателями зимних температур не выше  $-30^\circ C$ .

4. Рассчитаны вертикальные температурные профили в грунте на удалении 1 м от термостабилизатора для здания Государственного архива Салехарда, и определены оптимальные технологические параметры оребрения и разделяющего потока устройства, позволяющие эффективнее охлаждать грунт.
5. Установлено, что линейное увеличение размеров оребрения внешней поверхности подземной части термостабилизатора позволяет равномерно охладить грунт в области, не подверженной сезонным протаиваниям. Оптимальный латеральный размер оребрения вблизи основания термостабилизатора составляет 6 см, а у поверхности земли – 1,5 см.
6. Показано, что перераспределение потоков жидкого хладагента к корпусу термостабилизатора за счёт сегментирования разделяющего потока устройства позволяет охладить грунт более равномерно, причём использование 10 сегментов дополнительно понижает температуру в грунте на 1,5 К по сравнению со сплошным разделителем потоков.
7. Установлено, что увеличение площади контакта хладагента с внутренней поверхностью надземной части термосифона за счёт оребрения этой поверхности позволяет снизить время конденсации теплоносителя и повысить среднее значение предельной температуры окружающей среды, при которой работа устройства является эффективной. Определена оптимальная площадь контакта хладагента с внутренней поверхностью надземной части термосифона, составляющая  $5 m^2$ .

### СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Influence of warm oil pipeline on underlying permafrost and cooling effect of thermosyphon based on field observations / F. Wang, G. Li, W. Ma, Y. Mu, Y. Mao, B. Wang // Proceedings of China-Europe Conference on Geotechnical Engineering. – 2018. – P. 1424–1428. DOI: 10.1007/978-3-319-97115-5\_115
2. Applicability analysis of thermosyphon for thermally stabilizing pipeline foundation permafrost and its layout optimization / F. Wang, G. Li, A. Fedorov, W. Ma, D. Chen, G. Wu, Y. Mu, X. Wang, H. Jing, Z. Zhang // Cold Regions Science and Technology. – 2023. – Vol. 208. – № 103769. – P. 1–11. DOI: 10.1016/j.coldregions.2022.103769
3. Performance enhancement of air conditioning using thermosyphon system's energy storage unit for cooling refrigerant before entering the condenser / S. Juengjaroennirachon, N. Pratinthong, P. Namprakai, T. Suparos // Journal of Mechanical Science and Technology. – 2017. – Vol. 31. – № 1. – P. 393–400. DOI: 10.1007/s12206-016-1241-z
4. Ground-coupled natural circulating devices (thermosiphons): a review of modeling, experimental and development studies / M. Badache, Z. Aidoun, P. Eslami-Nejad, D. Blessent // Inventions. – 2019. – Vol. 4. – № 1. – P. 1–43. DOI: 10.3390/inventions4010014
5. Experimental study on thermal characteristics of thermosyphon with water condenser and LTES condenser in parallel (TWCLC) / L. Liu, Q. Zhang, H. Zheng, F. Meng // Journal of Energy Storage. – 2024. – Vol. 76. – № 109507. – P. 1–13. DOI: 10.1016/j.est.2023.109507
6. Centrifuge model test on performance of thermosyphon cooled sandbags supporting warm oil pipeline buried in thawing permafrost / G. Li, H. Jing, N. Volkov, W. Ma, F. Wang // Proceedings of China-Europe Conference on Geotechnical Engineering. – 2018. – P. 1380–1384. DOI: 10.1007/978-3-319-97115-5\_105
7. Моделирование температурного режима грунтовых оснований с сезонноохлаждающими устройствами в условиях криолитозоны Республики Саха (Якутия) / В.М. Ефимов, Ю.К. Васильчук, И.И. Рожин, Ф.Е. Попенко, А.В. Степанов // Арктика и Антарктика. – 2017. – № 4. – С. 86–96. DOI: 10.7256/2453-8922.2017.4.25036

8. Unsteady experimental and numerical analysis of a two-phase closed thermosyphon at different filling ratios / D. Jafari, S. Filippeschi, A. Franco, P. Di Marco // *Experimental Thermal and Fluid Science*. – 2017. – V. 81. – P. 164–174. DOI: 10.1016/j.expthermflusci.2016.10.022
9. The thermal effect of heating two-phase closed thermosyphons on the high-speed railway embankment in seasonally frozen regions / J. Gao, Y. Lai, M. Zhang, D. Chang // *Applied Thermal Engineering*. – 2018. – Vol. 141. – P. 948–957. DOI: 10.1016/j.applthermaleng.2018.06.061
10. Two-phase closed thermosyphon-induced frost jacking of piles and foundation instability in a thawed permafrost area / L. Guo, Q. Yu, N. Yin, Y. You, J. Wang, Y. Sun, K. Chen // *Natural Hazards*. – 2024. – Vol. 120. – P. 619–637. DOI: 10.1007/s11069-023-06169-6
11. Kukkapalli V.K., Kim J.-H., Kim S. Optimum design of thermosiphon evaporators for roadway embankment stabilization in the arctic regions // *Journal of Mechanical Science and Technology*. – 2021. – Vol. 35. – № 10. – P. 4757–4764. DOI: 10.1007/s12206-021-0941-1
12. Zueter A.F., Newman G., Sasmito A.P. Numerical study on the cooling characteristics of hybrid thermosyphons: case study of the Giant Mine, Canada // *Cold Region Science and Technology*. – 2021. – Vol. 189. – № 4. – P. 1–16. DOI: 10.1016/j.coldregions.2021.103313
13. Operating parameters optimization of a thermosyphon and compressor system used in 5G TBS / F. Meng, Q. Zhang, S. Zou, X. Zhu, L. Liu, S. Chen // *Applied Thermal Engineering*. – 2024. – Vol. 241. – № 122331. – P. 1–14. DOI: 10.1016/j.applthermaleng.2023.122331
14. Ишков А.А., Аникин Г.В. Математическая модель функционирования систем температурной стабилизации грунтов с горизонтальным испарителем // *Прикладная физика и математика*. – 2020. – № 5. – С. 12–16.
15. Ишков А.А., Аникин Г.В. Математическое моделирование функционирования систем температурной стабилизации грунтов с горизонтальным испарителем // *Нефтепромышленное дело*. – 2021. – № 2 (626). – С. 53–59.
16. Performance optimization of a two-phase closed thermosyphon through CFD numerical simulations / T. Bouhal, Y. Agrouaz, T. Kouskou, T. El Rhafiki, Y. Zeraoui // *Applied Thermal Engineering*. – 2018. – Vol. 128. – P. 551–563. DOI: 10.1016/j.applthermaleng.2017.09.049.
17. Красношлыков А.С., Кузнецов Г.В. Численное моделирование тепловых режимов термосифонов // *Интеллектуальные энергосистемы: труды III Международного молодёжного форума: в 3 т. Т. 1.* – Томск: Изд-во ТПУ, 2015. – С. 25–28.
18. Heat performances of a thermosyphon as affected by evaporator wettability and filling ratio / Z. Xu, Y. Zhang, B. Li, C.C. Wang, Q. Ma // *Applied Thermal Engineering*. – 2018. – Vol. 129. – P. 665–673. DOI: 10.1016/j.applthermaleng.2017.10.07
19. Nurpeiis A., Orlova E., Ponomarev K. An experimental study of the influence of a thermosyphon filling ratio on a temperature distribution in characteristic points along the vapor channel height // *MATEC Web of Conference*. – 2017. – Vol. 110. – P. 1–5.
20. Srivastava A., Rathod M.K., Yarramsetty N. Heat transfer characteristics of a two-phase closed vertical thermosyphon: an experimental study // *Recent Advances in Thermal Sciences and Engineering*. – 2023. – P. 371–383. DOI: 10.1007/978-981-19-7214-0\_31
21. Experimental study on the thermal performance of a novel two-phase loop thermosyphon under low-heat-flux conditions / L. Wang, W. Zhong, W. Min, Z. Wang, X. Cao // *Applied Thermal Engineering*. – 2024. – Vol. 236A. – № 121447. DOI: 10.1016/j.applthermaleng.2023.121447
22. Pinate W., Rittidech S., Meena P. Critical heat flux of a two-phase closed thermosyphon with fins // *Journal of Mechanical Science and Technology*. – 2018. – Vol. 32. – № 5. – P. 2357–2364. DOI: 10.1007/s12206-018-0447-7
23. Сахин В.В., Герлиман Е.М., Брыков Н.А. Теплопередача в примерах и задачах. – СПб.: Балтийский государственный технический университет, 2019. – 165 с.
24. Нигматулин Р.И. Динамика многофазных сред. Ч. 1. – М.: Наука. Главная редакция физико-математической литературы, 1987. – 464 с.
25. Лыков А.В. Теплообмен: справочник. 2-е изд., перераб. и доп. – М.: Энергия, 1978. – 480 с.

### Информация об авторах

**Александр Янович Гильманов**, кандидат физико-математических наук, старший преподаватель кафедры моделирования физических процессов и систем физико-технического института, Тюменский государственный университет, Россия, 625003, г. Тюмень, ул. Володарского, 6; a.y.gilmanov@utmn.ru; <https://orcid.org/0000-0002-7115-1629>

**Андрей Сергеевич Ким**, заместитель директора ООО «Альянс», Россия, 625025, г. Тюмень, пр. Можайский, 32. 3659696@mail.ru

**Александр Павлович Шевелёв**, кандидат физико-математических наук, профессор кафедры моделирования физических процессов и систем физико-технического института Тюменский государственный университет, Россия, 625003, г. Тюмень, ул. Володарского, 6; a.p.shevelev@utmn.ru; <https://orcid.org/0000-0003-0017-4871>

Поступила в редакцию: 31.03.2024

Поступила после рецензирования: 20.05.2024

Принята к публикации: 31.01.2025

## REFERENCES

1. Wang F., Li G., Ma W., Mu Y., Mao Y., Wang B. Influence of warm oil pipeline on underlying permafrost and cooling effect of thermosyphon based on field observations. *Proceedings of China-Europe Conference on Geotechnical Engineering*, 2018, pp. 1424–1428. DOI: 10.1007/978-3-319-97115-5\_115
2. Wang F., Li G., Fedorov A., Ma W., Chen D., Wu G., Mu Y., Wang X., Jing H., Zhang Z. Applicability analysis of thermosyphon for thermally stabilizing pipeline foundation permafrost and its layout optimization. *Cold Regions Science and Technology*, 2023, vol. 208, no. 103769, pp. 1–11. DOI: 10.1016/j.coldregions.2022.103769
3. Juengjaroennirachon S., Pratinthong N., Namprakai P., Suparos T. Performance enhancement of air conditioning using thermosyphon system's energy storage unit for cooling refrigerant before entering the condenser. *Journal of Mechanical Science and Technology*, 2017, vol. 31, no. 1, pp. 393–400. DOI: 10.1007/s12206-016-1241-z
4. Badache M., Aidoun Z., Eslami-Nejad P., Blesent D. Ground-coupled natural circulating devices (thermosiphons): a review of modeling, experimental and development studies. *Inventions*, 2019, vol. 4, no. 1, pp. 1–43. DOI: 10.3390/inventions4010014
5. Liu L., Zhang Q., Zheng H., Meng F. Experimental study on thermal characteristics of thermosyphon with water condenser and LTES condenser in parallel (TWCLC). *Journal of Energy Storage*, 2024, vol. 76, no. 109507, pp. 1–13. DOI: 10.1016/j.est.2023.109507
6. Li G., Jing H., Volkov N., Ma W., Wang F. Centrifuge model test on performance of thermosyphon cooled sandbags supporting warm oil pipeline buried in thawing permafrost. *Proceedings of China-Europe Conference on Geotechnical Engineering*, 2018, pp. 1380–1384. DOI: 10.1007/978-3-319-97115-5\_105
7. Efimov V.M., Vasilchuk YU.K., Rozhin I.I., Popenko F.E., Stepanov A.V.. Modeling of the temperature regime of soil bases with seasonal cooling devices in the cryolithozone of the Republic of Sakha (Yakutia). *Arctic and Antarctic*, 2017, 4, pp. 86–96. DOI: 10.7256/2453-8922.2017.4.25036 (In Russ.)
8. Jafari D., Filippeschi S., Franco A., Di Marco P. Unsteady experimental and numerical analysis of a two-phase closed thermosyphon at different filling ratios. *Experimental Thermal and Fluid Science*, 2017, vol. 81, pp. 164–174. DOI: 10.1016/j.expthermflusci.2016.10.022.
9. Gao J., Lai Y., Zhang M., Chang D. The thermal effect of heating two-phase closed thermosiphons on the high-speed railway embankment in seasonally frozen regions. *Applied Thermal Engineering*, 2018, vol. 141, pp. 948–957. DOI: 10.1016/j.applthermaleng.2018.06.061
10. Guo L., Yu Q., Yin N., You Y., Wang J., Sun Y., Chen K. Two-phase closed thermosyphon-induced frost jacking of piles and foundation instability in a thawed permafrost area. *Natural Hazards*, 2024, vol. 120, pp. 619–637. DOI: 10.1007/s11069-023-06169-6
11. Kukkapalli V.K., Kim J.-H., Kim S. Optimum design of thermosyphon evaporators for roadway embankment stabilization in the arctic regions. *Journal of Mechanical Science and Technology*, 2021, vol. 35, no. 10, pp. 4757–4764. DOI: 10.1007/s12206-021-0941-1
12. Zueter A.F., Newman G., Sasmito A. P. Numerical study on the cooling characteristics of hybrid thermosiphons: Case study of the Giant Mine, Canada. *Cold Region Science and Technology*, 2021, vol. 189, no. 4, pp. 1–16. DOI: 10.1016/j.coldregions.2021.103313
13. Meng F., Zhang Q., Zou S., Zhu X., Liu L., Chen S. Operating parameters optimization of a thermosyphon and compressor system used in 5G TBS. *Applied Thermal Engineering*, 2024, vol. 241, no. 122331, pp. 1–14. DOI: 10.1016/j.applthermaleng.2023.122331
14. Ishkov A.A., Anikin G.V. A mathematical model of the functioning of soil temperature stabilization systems with a horizontal evaporator. *Applied Physics and Mathematics*, 2020, no. 5, pp. 12–16. (In Russ.)
15. Ishkov A.A., Anikin G.V. Mathematical modeling of the functioning of soil temperature stabilization systems with a horizontal evaporator. *Oilfield business*, 2021, no. 2 (626), pp. 53–59. (In Russ.)
16. Bouhal T., Agrouaz Y., Kousksou T., El Rhafiki T., Zeraouli Y. Performance optimization of a two-phase closed thermosyphon through CFD numerical simulations. *Applied Thermal Engineering*, 2018, vol. 128, pp. 551–563. DOI: 10.1016/j.applthermaleng.2017.09.049.
17. Krasnoshtlykov A.S., Kuznetsov G.V. Numerical simulation of thermal modes of thermosiphons. *Intelligent power systems: proceedings of the III International Youth Forum*. Tomsk, TPU Publ. House, 2015. Vol. 1, pp. 25–28. (In Russ.)
18. Xu Z., Zhang Y., Li B., Wang C.C., Ma Q. Heat performances of a thermosyphon as affected by evaporator wettability and filling ratio. *Applied Thermal Engineering*, 2018, vol. 129, pp. 665–673. DOI: 10.1016/j.applthermaleng.2017.10.073.
19. Nurpeiis A., Orlova E., Ponomarev K. An experimental study of the influence of a thermosyphon filling ratio on a temperature distribution in characteristic points along the vapor channel height. *MATEC Web of Conference*, 2017, vol. 110, pp. 1–5.
20. Srivastava A., Rathod M.K., Yarramsetty N. Heat transfer characteristics of a two-phase closed vertical thermosyphon: an experimental study. *Recent Advances in Thermal Sciences and Engineering*, 2023, pp. 371–383. DOI: 10.1007/978-981-19-7214-0\_31
21. Wang L., Zhong W., Min W., Wang Z., Cao X. Experimental study on the thermal performance of a novel two-phase loop thermosyphon under low-heat-flux conditions. *Applied Thermal Engineering*, 2024, vol. 236A, no. 121447. DOI: 10.1016/j.applthermaleng.2023.121447.
22. Pinate W., Rittidech S., Meena P. Critical heat flux of a two-phase closed thermosyphon with fins. *Journal of Mechanical Science and Technology*, 2018, vol. 32, no. 5, pp. 2357–2364. DOI: 10.1007/s12206-018-0447-7
23. Sahin V.V., Gerliman E.M., Brykov N.A. *Heat transfer in examples and problems*. St. Petersburg, Baltic State Technical University, 2019. 165 p. (In Russ.)
24. Nigmatulin R.I. *Dynamics of multiphase media*. Moscow, Nauka. The main editorial office of the Physics and Mathematics literature Publ., 1987. P. 1, 464 p. (In Russ.)
25. Lykov A.V. *Heat and mass transfer: reference book*. 2<sup>nd</sup> ed., reprint and additional. Moscow, Energiya Publ., 1978. 480 p. (In Russ.)

**Information about the authors**

**Alexander Y. Gilmanov**, Cand. Sc., Senior Lecturer, University of Tyumen, 6, Volodarsky street, Tyumen, 625003, Russian Federation; a.y.gilmanov@utmn.ru; <https://orcid.org/0000-0002-7115-1629>

**Andrey S. Kim**, Deputy Director, «Alians» LLC, 32, Mozhaisky passage, Tyumen, 625025, Russian Federation; 3659696@mail.ru

**Alexander P. Shevelev**, Cand. Sc., Professor, University of Tyumen, 6, Volodarsky street, Tyumen, 625003, Russian Federation; a.p.shevelev@utmn.ru; <https://orcid.org/0000-0003-0017-4871>

Received: 31.03.2024

Revised: 20.05.2024

Accepted: 31.01.2025