

УДК 536.24

DOI: 10.18799/24131830/2024/11/4532

Шифр специальности ВАК: 1.3.14, 01.02.05

Анализ влияния оребрения внешней поверхности термостабилизатора на эффективность охлаждения грунта

А.Я. Гильманов¹, А.С. Ким², А.П. Шевелёв^{1✉}

¹ Тюменский государственный университет, Россия, г. Тюмень

² ООО «Альянс», Россия, г. Тюмень

✉ a.p.shevelev@utmn.ru

Аннотация. Актуальность. Строительство зданий и сооружений в условиях вечной мерзлоты сопряжено с проблемой протаивания грунта вследствие тепловой нагрузки от сооружений, что может приводить к разрушению конструкций. Для предотвращения этого явления на практике хорошо зарекомендовали себя термостабилизаторы, успешное применение которых затруднительно без предварительного моделирования тепловых потоков в системе грунт–термостабилизатор. Наиболее эффективной конструкцией пассивного термостабилизатора является установка, в которой хладагент претерпевает фазовый переход первого рода. Дополнительное повышение эффективности использования двухфазного термостабилизатора возможно за счет оребрения внешней поверхности внешней трубы такой установки. **Целью** работы является расчёт эффективности использования термостабилизатора с оребрением внешней поверхности и без него. **Объекты:** термостабилизатор, хладагент, теплообмен, замороженный грунт. **Методы.** Физико-математическая модель для описания процессов теплообмена в системе термостабилизатор–промерзший грунт рассматривается в осесимметричной постановке, основана на фундаментальной системе уравнений механики многофазных сред и записывается в односкоростном приближении в стационарном случае. Моделируются две фазы хладагента: жидкость и пар. В качестве хладагента рассматривается углекислый газ. Интенсивность фазового перехода пар–жидкость определяется отношением количества теплоты, поступающего из грунта, к скрытой теплоте фазового перехода. Выделяются три подзадачи: движение жидкого хладагента во внутренней трубе термостабилизатора, естественный двухфазный конвективный поток хладагента в зазоре между внутренней и внешней трубами термостабилизатора и кондуктивный теплообмен в системе термостабилизатор–замороженный грунт. Решение первой подзадачи осуществляется аналитически, решение остальных подзадач проводится с помощью метода Эйлера. Влияние оребрения внешней поверхности термостабилизатора учитывается в рамках модифицированной концепции скин-фактора. **Результаты и выводы.** Получены распределения давления и температуры по длине термостабилизатора, а также распределение температуры в грунте в случаях оребренной и неоребренной поверхностей термостабилизатора. Установлено, что наличие оребрения внешней поверхности внешней трубы термостабилизатора увеличивает тепловой поток из грунта на 10 %, что позволяет снизить температуру грунта вблизи поверхности термостабилизатора на 5 К. Определено, что грунт эффективно охлаждается в пределах расстояния 1 м от термостабилизатора; это расстояние рекомендуется в качестве оптимального для размещения соседнего термостабилизатора.

Ключевые слова: термостабилизатор, термосифон, хладагент, замороженный грунт, двухфазный поток, теплообмен

Для цитирования: Гильманов А.Я., Ким А.С., Шевелёв А.П. Анализ влияния оребрения внешней поверхности термостабилизатора на эффективность охлаждения грунта // Известия Томского политехнического университета. Инжиниринг георесурсов. – 2024. – Т. 335. – № 11. – С. 44–53. DOI: 10.18799/24131830/2024/11/4532

UDC 536.24

DOI: 10.18799/24131830/2024/11/4532

Analysis of the effect of the heat stabilizer outer surface finning on soil cooling efficiency

A.Ya. Gilmanov¹, A.S. Kim², A.P. Shevelev¹✉

¹ University of Tyumen, Tyumen, Russian Federation

² «Alians» LLC, Tyumen, Russian Federation

✉ a.p.shevelev@utmn.ru

Abstract. Relevance. The construction of buildings and structures in permafrost conditions is associated with the problem of soil thawing. To prevent this phenomenon, heat stabilizer have proven themselves good in practice. Their successful use is difficult without preliminary modeling of heat flows in the soil–heat stabilizer system. The most effective design of a passive heat stabilizer is an installation with two-phase of refrigerant. An additional increase in the efficiency of using a two-phase heat stabilizer is possible due to the finning of the outer surface of the outer pipe of it. **Aim.** To calculate the efficiency of using a heat stabilizer with and without finning of the outer surface. **Objects.** Heat stabilizer, refrigerant, heat transfer, frozen soil. **Methods.** The mathematical model for describing the processes of heat and mass transfer in the heat stabilizer–frozen soil system is considered in an axisymmetric formulation. There are three subtasks: the movement of liquid refrigerant in the inner tube of the heat stabilizer, the two-phase convective flow of refrigerant in the gap between the inner and outer tubes and conductive heat exchange in the system of the heat stabilizer–frozen soil. The influence of the finning of the outer surface of the heat stabilizer is considered within the framework of the modified concept of the skin factor. **Results and conclusions.** The authors have obtained the pressure and temperature distributions along the length of the heat stabilizer. It was found that the presence of fins on the outer surface of the external pipe of the heat stabilizer increases the heat flow from the soil by 10%. It is determined that the soil is effectively cooled within 1 m from the heat stabilizer; this distance is recommended as optimal for the placement of an adjacent heat stabilizer.

Keywords: heat stabilizer, thermosiphon, refrigerant, frozen soil, two-phase flow, heat and mass transfer

For citation: Gilmanov A.Ya., Kim A.S., Shevelev A.P. Analysis of the effect of the heat stabilizer outer surface finning on soil cooling efficiency. *Bulletin of the Tomsk Polytechnic University. Geo Assets Engineering*, 2024, vol. 335, no. 11, pp. 44–53. DOI: 10.18799/24131830/2024/11/4532

Введение

Активное освоение районов Крайнего Севера сопряжено со строительством зданий в условиях вечной мерзлоты. Тепловая нагрузка на вечномёрзлый грунт от фундаментов зданий может привести к разрушению несущих конструкций за счёт протаивания мёрзлого грунта и изменения его физико-механических характеристик. Для предотвращения отмеченного явления здания сооружаются на сваях, образующих коридор для беспрепятственной циркуляции воздушных потоков [1]. Тем не менее за счёт теплообмена системы здание–свая с вечномёрзлым грунтом невозможно полностью решить проблему протаивания грунта.

В инженерной практике для компенсации положительных тепловых потоков рядом со сваями устанавливаются специальные термостабилизаторы [2]. В таких термостабилизаторах основными элементами являются трубы, помещаемые в охлаждаемый грунт и обеспечивающие подвод теплоносителя к породе, и радиаторы, охлаждающие тепло-

носитель за счёт вынужденной конвекции, обусловленной естественными потоками ветра или вентиляторами. В зависимости от конструкции выделяются следующие типы термостабилизаторов [3–6]: горизонтальные (ГЕТ) и вертикальные (ВЕТ) естественно-действующие трубчатые системы с общей системой радиаторов; глубинные сезонно-охлаждающие устройства (СОУ). ГЕТ предполагают прокладку охлаждающих труб с теплоносителем под фундаментом в горизонтальной плоскости. Преимуществом такого подхода является большая площадь охвата земной поверхности, а к недостаткам относится небольшая глубина проникновения теплового поля. В случае использования ВЕТ трубы устанавливаются в вертикальном направлении на большую глубину. К положительным сторонам такого воздействия относится больший охват стабилизируемого грунта в вертикальной плоскости, а к отрицательным – неполное экранирование положительных тепловых потоков от системы здание–свая. СОУ представляют собой вертикально за-

глубляемые не более чем на 100 м трубы, в которых циркулирует теплоноситель, соединённые с радиатором, обдуваемым естественными потоками ветра [7]. Для таких устройств не требуется энергии для создания вынужденных конвективных потоков, а также нет необходимости отключать работу термостабилизаторов в сезоны с положительными значениями температур воздуха. К сожалению, СОУ обладают невысокой эффективностью охлаждения грунта в сравнении с ГЕТ и ВЕТ.

С точки зрения используемого теплоносителя термостабилизаторы делятся на однофазные и многофазные системы [1, 8–10]. В качестве теплоносителя в однофазных системах используются хладагенты, не претерпевающие фазового перехода в газообразное состояние на всех участках термосифона. К таким агентам относится, в частности, керосин. Основным отличием многофазных термостабилизаторов является использование хладагентов [11–15], претерпевающих фазовый переход первого рода [16, 17]. В качестве таких теплоносителей используются аммиак, углекислый газ, фреон [3, 6].

Физико-математическое моделирование процессов теплопереноса позволяет рассчитать оптимальные параметры конструкции термостабилизатора для достижения максимальной эффективности заморозки грунта. Такое моделирование осложнено тем, что необходимо решать две задачи: внешнюю задачу Стефана о промерзании грунта и внутреннюю задачу о расчёте двухфазных течений внутри термостабилизатора. В зависимости от того, для каких целей применяется термостабилизатор – промерзание грунта или предотвращение его протаивания, используются граничные условия разного типа. Если термосифон применяется для поддержания уже замёрзшего грунта в замороженном состоянии, то нет необходимости в решении задачи Стефана, при этом кондуктивный теплообмен между термосифоном и грунтом описывается законом Фурье.

Существует два основных подхода к моделированию процессов теплообмена в системе термостабилизатор–грунт. Первый подход предполагает подробное описание процесса на основе системы уравнений механики многофазных систем в неизо-термическом случае. Однако такой подход требует длительного времени расчётов и знание подробной информации о моделируемом объекте. Второй подход заключается в использовании допущений [3], позволяющих уменьшить количество влияющих параметров и необходимых замыкающих соотношений и снизить размерность решаемой задачи вплоть до нуль-мерной.

Конструкции современных термосифонов используют трубы цилиндрической формы [18]. Эффективность охлаждения, согласно закону Ньютона–Рихмана, напрямую зависит от площади кон-

такта термосифона с поверхностью охлаждаемого грунта. Для увеличения этой площади впервые предлагается использовать оребрение подземной части внешней поверхности термостабилизатора. Поэтому целью работы является расчёт эффективности использования термостабилизатора с оребрением внешней поверхности и без него.

Физико-математическая модель термостабилизатора

Для разработки физико-математической модели термостабилизатора вводятся следующие допущения: задача рассматривается в квазиодномерном приближении, поскольку во внутренней части термостабилизатора движение хладагента происходит вдоль вертикальной координаты, а теплообмен в системе термостабилизатор–грунт является осесимметричным, грунт находится в замороженном состоянии, температура в грунте распределена по линейному закону в соответствии с геотермическим градиентом, температура окружающей среды осредняется по сезону с отрицательным значением температур для оценки конвективного теплового потока хладагента внутри термостабилизатора, используются стационарное и односкоростное приближения, поскольку межфазное трение мало в силу низких скоростей потока хладагента, а сезонные колебания температур не учитываются, трением хладагента о стенки термостабилизатора в силу небольших скоростей пренебрегается, система находится на линии насыщения. Внутри термостабилизатора устанавливается устройство, разделяющее потоки хладагента на однофазный поток жидкости, движущийся от радиатора вниз, и двухфазный поток хладагента, движущийся в противоположном направлении. Вводится цилиндрическая система координат с радиальной осью r , м, и вертикальной осью z , м. Изменением параметров относительно полярного угла пренебрегается в силу симметрии. Используется теория плоских сечений, подразумевающая усреднение по r параметров хладагента внутри термостабилизатора.

У пассивного термостабилизатора выделяются два основных режима работы: активный (в зимний период) и пассивный (в летний) [19]. В зимний период, за счет низкой температуры воздуха, в поверхностной части термостабилизатора происходит конденсация хладагента [20], что вызывает конвективные гидродинамические потоки [21], обеспечивающие его циркуляцию. Это движение хладагента обеспечивает отбор тепла от грунта. В пассивный (летний) период конденсации хладагента в поверхностной части термостабилизатора не происходит, что препятствует его циркуляции. В работе рассматривается только активный (зимний) период его работы.

В такой постановке задача разбивается на три подзадачи: расчёт движения жидкого хладагента внутри термостабилизатора от радиатора к основанию трубы (внутренний поток); моделирование двухфазного потока хладагента при его движении от основания к радиатору с учётом фазового перехода первого рода (внешний поток); описание тепловых потоков от термостабилизатора в грунт.

Первая подзадача описывается в гидростатическом приближении, поэтому закон сохранения импульса имеет вид

$$\frac{dP_{in}}{dz} = \rho_{fin}g, \quad (1)$$

где ρ_{fin} – плотность жидкого хладагента, кг/м³; g – ускорение свободного падения, м/с²; P_{in} – давление внутреннего потока, Па.

Граничным условием для первой подзадачи является давление в радиаторе P_r , Па, которое определяется по фазовой диаграмме хладагента в соответствии со средними показателями температур воздуха в зимний период для того, чтобы в поверхностной части термостабилизатора осуществлялся фазовый переход пар–жидкость:

$$P_{in}(z = 0) = P_r. \quad (2)$$

Для углекислого газа эта фазовая диаграмма имеет вид, показанный на рис. 1. При температуре насыщенных паров $T_s=243$ К, $P_r=9 \cdot 10^5$ Па.

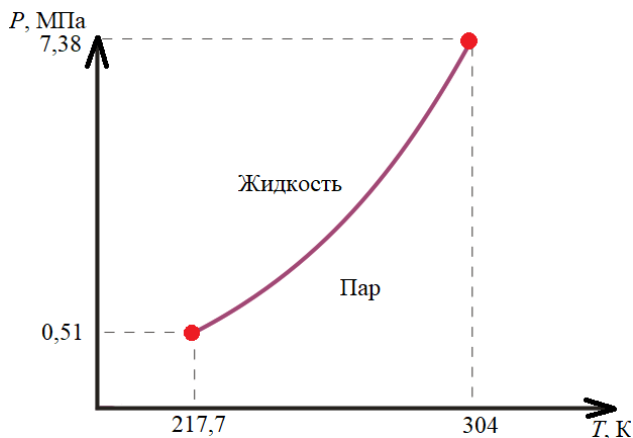


Рис. 1. Фазовая диаграмма пар–жидкость углекислого газа

Fig. 1. Carbon dioxide vapor–liquid phase diagram

Для описания внешнего потока разработанная физико-математическая модель включает законы сохранения массы жидкой и паровой фаз хладагента с интенсивностью массообмена в правой части законов сохранения массы фаз (3) и (4), определяемой интенсивностью выделения тепла при конденсации и притока тепла из грунта [22]

$$\frac{d(\rho_f \alpha_f v)}{dz} = -\frac{Q}{lsh}, \quad (3)$$

$$\frac{d(\rho_g \alpha_g v)}{dz} = \frac{Q}{lsh}, \quad (4)$$

закон сохранения импульса в гидравлическом приближении

$$\frac{dP}{dz} + (\rho_f \alpha_f + \rho_g \alpha_g) \frac{v^2}{2h} = (\rho_f \alpha_f + \rho_g \alpha_g)g, \quad (5)$$

закон сохранения энергии

$$\frac{d((\rho_f \alpha_f c_f + \rho_g \alpha_g c_g) v T)}{dz} = \frac{Q}{sh}, \quad (6)$$

где ρ_f и ρ_g – плотности жидкой и газовой фаз хладагента, кг/м³; α_f и α_g – массовое содержание жидкой и газообразной фаз в общем потоке, д.е.; P – давление, Па; T – температура, К; c_f и c_g – удельные теплоёмкости жидкой и газовой фаз хладагента, Дж/(кг·К); S – площадь поперечного сечения зазора между внутренней и внешней трубой термостабилизатора, м²; h – длина трубы термостабилизатора, м; l – удельная теплота фазового перехода пар–жидкость, Дж/кг; Q – тепловой поток на внешней границе внешней трубы, Вт (рис. 2). На рис. 2 r_{in} и r_{out} – внутренние радиусы внутренней и внешней труб термостабилизатора, м.

Площадь поперечного сечения зазора между внутренней и внешней трубой термостабилизатора определяется из геометрических соображений:

$$S = \pi(r_{out}^2 - r_{in}^2). \quad (7)$$

В качестве замыкающих соотношений используются уравнение состояния Редлиха–Квонга

$$P = \frac{\rho_i RT}{M - \rho_i b} - \frac{\rho_i^2 a}{\sqrt{T} M (M + \rho_i b)}, i = g, f, \quad (8)$$

и материальное соотношение для массовых содержаний фаз

$$\alpha_f + \alpha_g = 1, \quad (9)$$

где R – универсальная газовая постоянная, Дж/(моль·К); M – молярная масса, кг/моль; i – индекс; a , Н·м⁴К^{0.5}/моль², b , м³/моль – коэффициенты Редлиха–Квонга, зависящие от критических давления P_c , Па, и температуры T_c , К, следующим образом:

$$a = 0,427 \frac{R^2 T_c^{2.5}}{P_c}, \quad (10)$$

$$b = 0,0866 \frac{R T_c}{P_c}. \quad (11)$$

При решении уравнения (8) на линии насыщения наименьший корень для плотности соответствует газовой фазе, а наибольший – жидкой.

Граничные условия для второй подзадачи задаются сшивкой решений с внутренней подзадачей в нижней части трубы глубиной h , м:

$$P(z = h) = P_{in}(z = h), \quad (12)$$

$$T(z = h) = T_s, \quad (13)$$

$$\alpha_f(z = h) = 1, \quad (14)$$

$$v(z = h) = \sqrt{2gh}. \quad (15)$$

теплоёмкость этого материала, Дж/(кг·К); λ – коэффициент теплопроводности, Вт/(м·К). На рис. 3 r_{out1} – внешний радиус внешней трубы, м; λ_1 – коэффициент теплопроводности стали, Вт/(м·К); λ_2 – коэффициент теплопроводности грунта, Вт/(м·К).

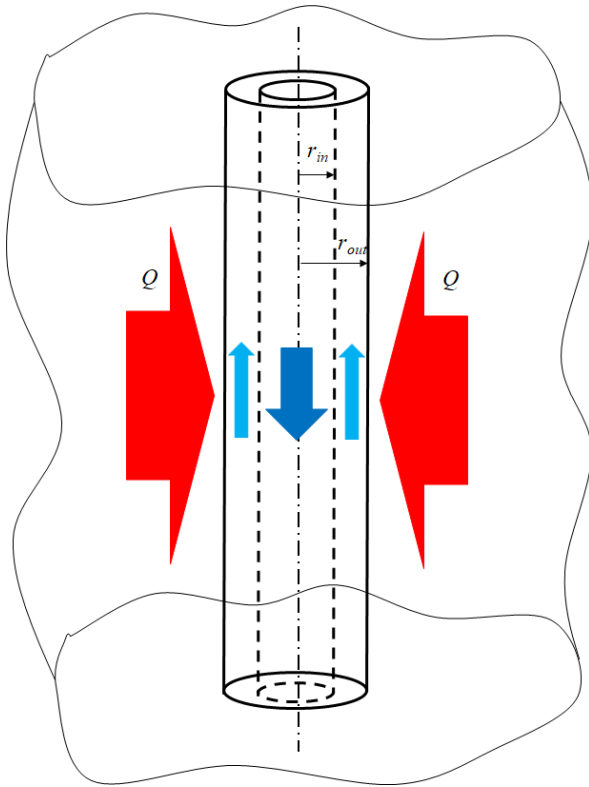


Рис. 2. Схема термостабилизатора с цилиндрической трубой, синяя стрелка показывает направление внутреннего потока жидкого хладагента, голубые стрелки – направления внешнего двухфазного потока хладагента, красные стрелки обозначают тепловой поток на внешней границе внешней трубы

Fig. 2. Diagram of a heat stabilizer with a cylindrical pipe, the blue arrow shows the direction of the internal flow of liquid refrigerant, the light blue arrows show the directions of the external two-phase flow of refrigerant, the red arrows indicate the heat flow at the outer boundary of the outer pipe

Третья подзадача описывает теплообмен термостабилизатора с окружающим грунтом. Такой процесс описывается одномерным стационарным уравнением теплопроводности с зонально-неоднородным распределением теплофизических свойств материалов (рис. 3):

$$\frac{1}{r\rho c_p} \frac{\partial}{\partial r} \left(r\lambda \frac{\partial T}{\partial r} \right) = 0, \quad (16)$$

где ρ – плотность материала, проводящего через себя тепловое поле, кг/м³; c_p – удельная изобарная

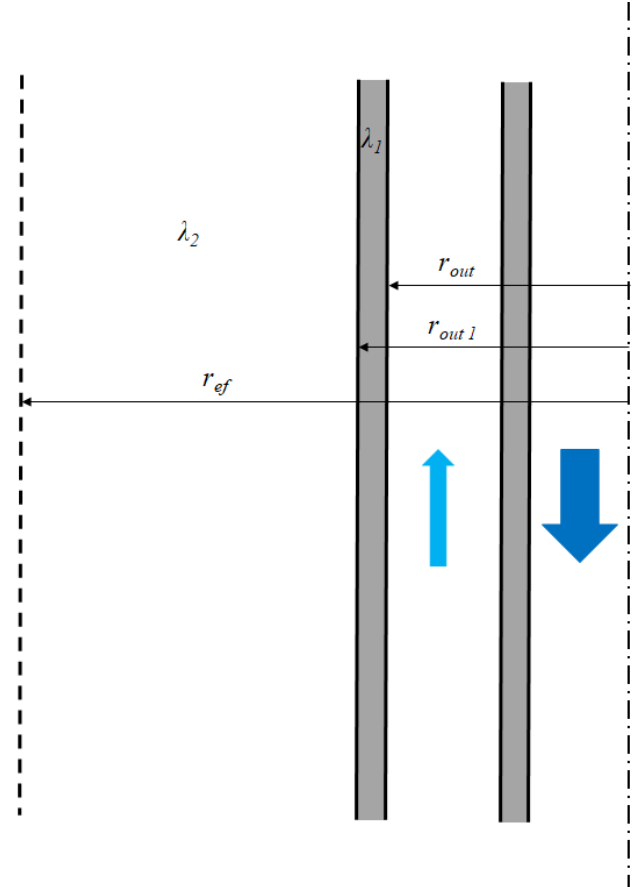


Рис. 3. Зонально-неоднородное распределение значений коэффициента теплопроводности для цилиндрической трубы

Fig. 3. Zonal-heterogeneous distribution of the thermal conductivity coefficient values for a cylindrical pipe

Граничные условия соответствуют заданию температур на внутренней границе внешней трубы термостабилизатора и в невозмущённой части грунта, находящейся на некотором расстоянии r_{ef} , м, равном половине расстояния между соседними термостабилизаторами. Распределение температуры на внутренней границе внешней трубы находится из решения второй подзадачи, описанной выше. Тогда граничные условия для уравнения (16) принимают вид:

$$T(r = r_{out}) = T(z), \quad (17)$$

$$T(r = r_{ef}) = T_r, \quad (18)$$

где T_r – температура невозмущённого грунта, К.

С учётом граничных условий (17) и (18) решение уравнения теплопроводности (16) для теплового потока в системе грунт–термостабилизатор имеет вид [23, 24]:

$$Q = \frac{2\pi h(T_r - T_s)}{\frac{1}{\lambda_1 \ln \frac{r_{out1}}{r_{out}}} + \frac{1}{\lambda_2 \ln \frac{r_{ef}}{r_{out1}}} + \frac{1}{\alpha_1 r_{out}}}, \quad (19)$$

где коэффициент теплоотдачи с внутренней поверхности внешней трубы вычисляется по формуле

$$\alpha_1 = \frac{Q_c}{2(T_w - T_s)\pi r_{out} h}. \quad (20)$$

Здесь T_w – температура внешней стенки внешней трубы, К, определяемая как

$$T_w = T_s + \frac{Q}{2\pi h \lambda_1} \ln \frac{r_{out1}}{r_{out}}, \quad (21)$$

а Q_c – конвективный тепловой поток, Вт:

$$Q_c = (\rho_f \alpha_f c_f + \rho_g \alpha_g c_g) v S (T_s - T_e), \quad (22)$$

где T_e – температура воздуха на поверхности, К.

Учёт оребрения внешней поверхности внешней трубы термостабилизатора в рамках классической теплофизической теории не применим, поскольку эта теория предполагает конвективный теплообмен внешней среды с рёбрами, а замороженный грунт является неподвижной средой. Поэтому предлагается развить концепцию скин-фактора [25], хорошо зарекомендовавшую себя в задачах подземной гидромеханики с техногенными трещинами в нефтенасыщенных пластах, для описания эффективности конструкции термостабилизатора с оребрением. Наличие техногенной трещины увеличивает приток жидкости к скважине. Как правило, на практике при использовании концепции скин-фактора для характеристики этого эффекта вводится эффективный увеличенный размер скважины, граница которой проходит по половине длины образовавшейся техногенной трещины. При развитии концепции скин-фактора в силу аналогии увеличение теплового потока за счёт оребрения учитывается увеличением размеров внешней трубы термостабилизатора таким образом, чтобы её эффективная граница проходила посередине рёбер. Поэтому предполагается введение эффективного радиуса внешней трубы термостабилизатора как её исходного радиуса с добавкой дополнительного размера δ , м, принимаемого равным половине длины рёбер (рис. 4). В моделируемой задаче рассматривается термостабилизатор с равномерным оребрением одинаковой длины по всей его поверхности. Регулирование геометрических размеров и расположения ребер позволяет более интенсивно воздействовать охлаждающим тепловым потоком на отдельные участки грунта, что будет рассмотрено в последующих работах.

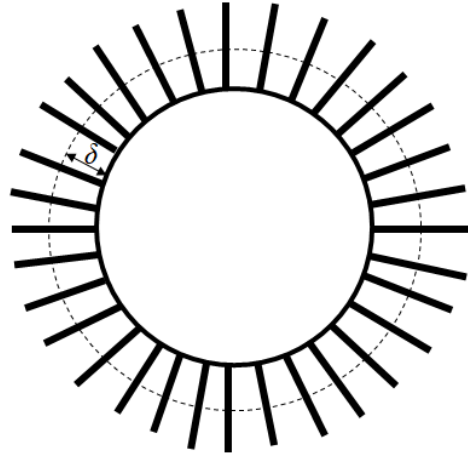


Рис. 4. Оребренная поверхность трубы
 Fig. 4. Finned pipe surface

Решение первой подзадачи (1), (2) осуществляется аналитически, а плотность жидкой фазы хладагента определяется из уравнения состояния Редлиха–Квонга с помощью метода Кардано.

Вторая (3)–(15) и третья (16)–(22) подзадачи связаны между собой через тепловой поток на внешней границе внешней трубы термостабилизатора. Дискретизация дифференциальных уравнений (3)–(6) осуществляется с помощью метода Эйлера. Для определения теплового потока (19) с учётом выражений (20)–(22) используется метод простой итерации.

Результаты исследования

Расчёт эффективности работы термостабилизатора с углекислым газом в качестве хладагента [26] проведён при следующих модельных параметрах: температура насыщения $T_s=243$ К, температура воздуха на поверхности $T_e=233$ К, исходная температура грунта $T_r=270$ К, давление насыщенных паров $P_r=0,9$ МПа, длина заглублённой части трубы термостабилизатора $h=20$ м, половина длины рёбер $\delta=1,5$ см, удельная теплота фазового перехода $l=215$ кДж/кг, удельные теплоёмкости жидкой $c_f=2155$ Дж/(кг·К) и газовой $c_g=791$ Дж/(кг·К) фаз хладагента, универсальная газовая постоянная $R=8,314$ Дж/(моль·К), ускорение свободного падения $g=9,81$ м/с², коэффициенты теплопроводности стали $\lambda_1=70$ Вт/(м·К) и грунта $\lambda_2=2$ Вт/(м·К), молярная масса хладагента $M=44$ г/моль, критические параметры $T_c=304$ К, $P_c=7,38$ МПа, тогда из уравнения состояния Редлиха–Квонга плотность жидкой фазы хладагента во внутренней трубе термостабилизатора $\rho_{fin}=933$ кг/м³.

Распределение давления по длине внутренней трубы термостабилизатора представлено на рис. 5 и имеет линейный вид.

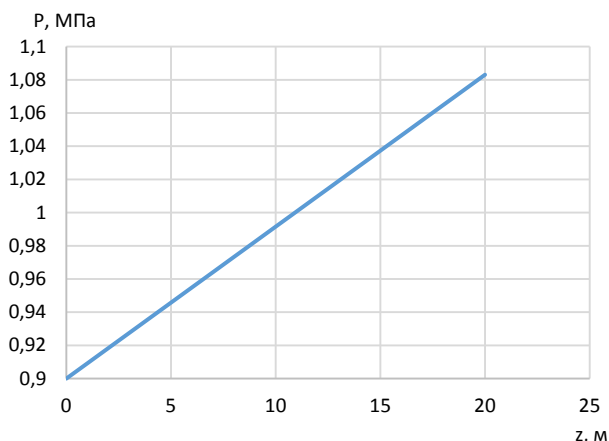


Рис. 5. Распределение давления по длине внутренней трубы термостабилизатора

Fig. 5. Pressure distribution along the heat stabilizer inner tube length

При движении хладагента в термостабилизаторе снизу вверх в зазоре между внутренней и внешней трубами происходит испарение хладагента за счёт теплового потока из грунта и наблюдается рост температуры (рис. 6). При наличии оребрения наблюдается более интенсивный теплообмен между грунтом и термостабилизатором, что приводит к повышению температуры хладагента. При этом в обоих случаях давление за счёт гидростатических и межфазных сил снижается (рис. 7). Добавочное изменение давления за счёт изменившегося теплового потока из-за оребрения внешней поверхности внешней трубы термостабилизатора незначительно.

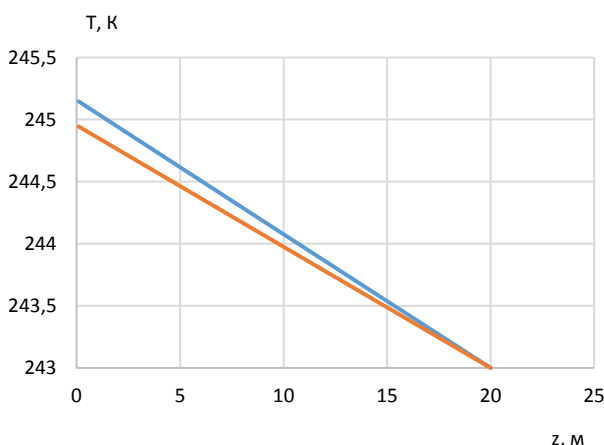


Рис. 6. Распределение температуры по длине внешней трубы термостабилизатора: синяя кривая соответствует трубе с оребрением, красная – трубе без оребрения

Fig. 6. Temperature distribution along the heat stabilizer external pipe length: the blue curve corresponds to a pipe with fins, the red curve corresponds to a pipe without fins

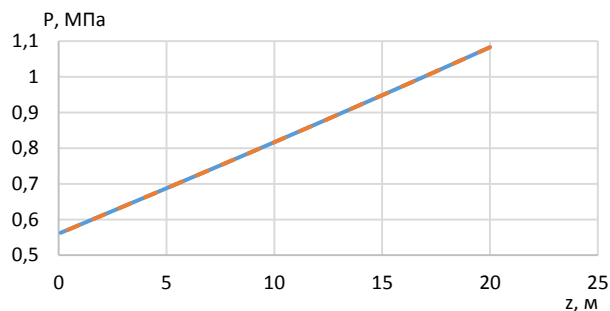


Рис. 7. Распределение давления по длине внешней трубы термостабилизатора: сплошная синяя кривая соответствует трубе с оребрением, пунктирная красная – трубе без оребрения

Fig. 7. Pressure distribution along the heat stabilizer external pipe length: the solid blue curve corresponds to a pipe with fins, the dotted red one corresponds to a pipe without fins

Тепловой поток на границе внешней поверхности термостабилизатора в силу незначительного изменения температуры хладагента в зазоре между внешней и внутренней трубами термостабилизатора (изменение порядка 3 К) практически не меняется и без оребрения равен примерно 1614 Вт. Такому потоку соответствует распределение температуры в грунте в пределах 2 м от термостабилизатора, представленное на рис. 8. Видно, что вблизи термостабилизатора грунт охлаждается эффективно. При наличии оребрения тепловой поток увеличивается до 1781 Вт, что больше на 10 %. Это приводит к более эффективному охлаждению грунта в пределах расстояния 1 м от термостабилизатора. Достоверность полученных результатов подтверждается сопоставлением модельных расчётов с данными, полученными коллективом авторов под руководством В.К. Васильева и В.А. Максименко, в которых радиус охлаждения грунта составляет 1 м, а температура в грунте снижается на 3–5 К [27].

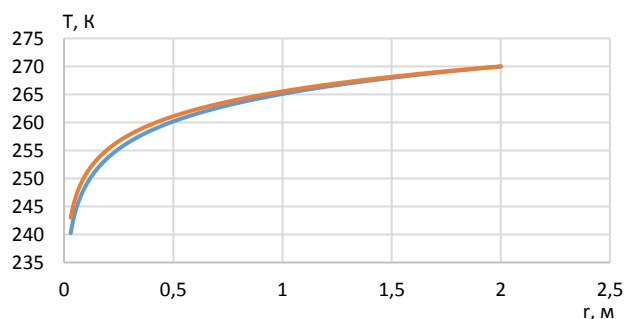


Рис. 8. Распределение температуры в грунте: синяя кривая соответствует трубе с оребрением, красная – трубе без оребрения

Fig. 8. Temperature distribution in the soil: the blue curve corresponds to a pipe with fins, the red curve corresponds to a pipe without fins

Выводы

1. Разработана физико-математическая модель процесса тепломассообмена в системе термостабилизатор–грунт, на основе подходов механики многофазных сред учитывающая фазовые превращения хладагента, наличие оребрения внешней поверхности термостабилизатора и внутренней трубы, разделяющей разнонаправленные гидродинамические потоки хладагента.
2. В рамках такой модели для определения интенсивности фазового перехода впервые использовано соотношение количества теплоты, выделяющейся за счёт испарения хладагента, и теплоты, притекающей из грунта в термостабилизатор.
3. Показано, что оребрение внешней поверхности внешней трубы термостабилизатора может быть учтено в рамках развития концепции скин-фактора.
4. Установлено, что наличие оребрения внешней поверхности внешней трубы термостабилизатора увеличивает тепловой поток из грунта на 10 %, что позволяет снизить температуру грунта вблизи поверхности термостабилизатора на 5 К.
5. Определено, что грунт эффективно охлаждается в пределах расстояния 1 м от термостабилизатора; это расстояние рекомендуется в качестве оптимального для размещения соседнего термостабилизатора.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Охлопкова Т.В., Гурьянов Г.Р., Плотников А.А. Строительство и проектирование зданий и сооружений в условиях вечной мерзлоты // Инженерный вестник Дона. – 2018. – № 4. – С. 1–12.
2. 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.
3. О механизме теплопереноса в слое теплоносителя на нижней крышке закрытого двухфазного термосифона / К.О. Пономарев, Г.В. Кузнецов, Д.В. Феоктистов, Е.Г. Орлов, В.И. Максимов // Вестник Тюменского государственного университета. Физико-математическое моделирование. Нефть, газ, энергетика. – 2020. – Т. 6. – № 1 (21). – С. 65–86. DOI: 10.21684/2411-7978-2020-6-1-65-86.
4. Asirvatham L.G., Wongwises S., Babu J. Heat transfer performance of a glass thermosyphon using graphene-acetone nanofluid // *Journal of Heat Transfer*. – 2015. – Vol. 137. – № 11. – P. 111502. DOI: 10.1115/1.4030479.
5. Максимов В.И., Нурпейис А.Е. Новый подход к моделированию процесса формирования теплового режима термосифонов больших размеров для использования геотермальной теплоты // Известия Томского политехнического университета. Инжиниринг георесурсов. – 2019. – Т. 330. – № 8. – С. 78–86. DOI 10.18799/24131830/2019/8/2214.
6. Ермилова Н.Ю., Журавлев А.В., Тянь В.Ю. Термостабилизация многолетнемерзлых грунтов: технологии и оборудование // Инженерный вестник Дона. – 2021. – № 5. – С. 1–9.
7. Плотников А.А., Гурьянов Г.Р. Современные методы охлаждения многолетнемерзлых грунтовых оснований многоэтажных жилых зданий // Вестник МГСУ. – 2021. – Т. 16. – № 5. – С. 535–544. DOI: 10.22227/1997-0935.2021.5.535-544.
8. Fadhl B., Wrobel L.C., Jouhara H. Numerical modelling of the temperature distribution in a two-phase closed thermosyphon // *Applied Thermal Engineering*. – 2013. – Vol. 60. – P. 122–131. DOI: 10.1016/j.applthermaleng.2013.06.044.
9. Performance optimization of a two-phase closed thermosyphon through CFD numerical simulations / T. Bouhal, Y. Agrouaz, T. Kousksou, T. El Rhafiki, Y. Zeraoui // *Applied Thermal Engineering*. – 2018. – Vol. 128. – P. 551–563. DOI: 10.1016/j.applthermaleng.2017.09.049.
10. Nurpeis 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.
11. Experimental study on the effect of fill ratio on an R744 two-phase thermosyphon loop / Z. Tong, X.-H. Liu, Z. Li, Y. Jiang // *Applied Thermal Engineering*. – 2016. – Vol. 99. – P. 302–312. DOI: 10.1016/j.applthermaleng.2016.01.065.
12. Guichet V., Jouhara H. Condensation, evaporation and boiling of falling films in wickless heat pipes (two-phase closed thermosyphons): a critical review of correlations // *International Journal of Thermofluids*. – 2019. – № 100001. DOI: 10.1016/j.ijft.2019.100001.
13. MacGregor R.W., Kew P.A., Reay D.A. Investigation of low global warming potential working fluids for a closed two-phase thermosiphon // *Applied Thermal Engineering*. – 2013. – V. 51. – № 1. – P. 917–925.
14. 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. – Vol. 81. – P. 164–174. DOI: 10.1016/j.expthermflusci.2016.10.022.
15. Basaran A. Experimental investigation of R600a as a low GWP substitute to R134a in the closed-loop two-phase thermosyphon of the mini thermoelectric refrigerator // *Applied Thermal Engineering*. – 2022. – Vol. 211. – № 118501. DOI: 10.1016/j.applthermaleng.2022.118501.
16. 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.
17. Experimental investigation of the thermal resistance of advanced two-phase thermosyphon heatsinks / M. Vincent, O. Ghaffari, Y.N. Larimi, F. Grenier, S. Jasmin, L. Frechette, J. Sylvestre // *Applied Thermal Engineering*. – 2024. – Vol. 238. – № 122108. DOI: 10.1016/j.applthermaleng.2023.122108.
18. Kabov O.A., Chinnov E.A. Vapor-gas mixture condensation in a two-chamber vertical thermosyphon // *Journal of Enhanced Heat Transfer*. – 2002. – Vol. 9. – № 2. – P. 57–67. DOI: 10.1615/JEnhHeatTransf.v9.i2.10.

19. A novel thermosyphon cooling applied to concentrated photovoltaic-thermoelectric system for passive and efficient heat dissipation / H. Yao, W. Pu, J. Wang, Y. Qin, L. Qiao, N. Song // *Applied Thermal Engineering*. – 2024. – Vol. 236A. – № 121460. DOI: 10.1016/j.applthermaleng.2023.121460.
20. Effect of compact thermosyphon height on boiling curve and thermal performance: a visualization analysis / S. Qin, Y. Liu, R. Ji, H. Zhang, L. Jin, C. Yang, X. Meng // *Applied Thermal Engineering*. – 2024. – Vol. 240. – № 122142. DOI: 10.1016/j.applthermaleng.2023.122142.
21. Kuznetsov G.V., Strizhak P.A. Numerical investigation of the influence of convection in a mixture of combustion products on the integral characteristics of the evaporation of a finely atomized water drop // *Journal of Engineering Physics and Thermophysics*. – 2014. – Vol. 87. – № 1. – P. 103–111. DOI: 10.1007/s10891-014-0990-8.
22. Митропов В.В., Цветков О.Б. Основы теории массообмена. – СПб: Университет ИТМО, 2019. – 126 с.
23. Лыков А.В. Теплообмен: Справочник. 2-е изд., перераб. и доп. – М.: Энергия, 1978. – 480 с.
24. Кислицын А.А. Основы теплофизики. – Тюмень: Изд-во Тюмен. гос. ун-та, 2002. – 150 с.
25. Экономидес М., Олайни Р., Валько П. Унифицированный дизайн гидроразрыва пласта: от теории к практике / пер. с англ. И.И. Вафин. – Ижевск: Институт компьютерных исследований, 2007. – 234 с.
26. Возможные пути снижения выбросов углекислого газа / А.М. Гафуров, Б.М. Осипов, Р.З. Гатина, Н.М. Гафуров // *Проблемы энергетики*. – 2017. – Т. 19. – № 9–10. – С. 21–31.
27. Исследование работы сезоннодействующего термостабилизатора грунта / В.С. Евдокимов, В.А. Максименко, В.К. Васильев, А.В. Третьяков // *Problemele Energeticii Regionale*. – 2014. – № 3 (26). – С. 74–80.

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, 625003, г. Тюмень, Харьковская ул., 83а, стр. 4; 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: 11.01.2024

Поступила после рецензирования: 18.01.2024

Принята к публикации: 27.09.2024

REFERENCES

1. Okhlopko T.V., Guryanov G.R., Plotnikov A.A. Construction and design of buildings and structures in permafrost conditions. *Engineering Bulletin of the Don*, 2018, no. 4, pp. 1–12. (In Russ.)
2. 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.
3. Ponomarev K.O., Kuznetsov G.V., Feoktistov D.V., Orlova E.G., Maksimov V.I. On heat transfer mechanism in coolant layer on bottom cover of a two-phase closed thermosiphon. *Tyumen State University Herald. Physical and Mathematical Modeling. Oil, Gas, Energy*, 2020, vol. 6, no. 1 (21), pp. 65–86. (In Russ.) DOI: 10.21684/2411-7978-2020-6-1-65-86.
4. Asirvatham L.G., Wongwises S., Babu J. Heat transfer performance of a glass thermosyphon using graphene-acetone nanofluid. *Journal of Heat Transfer*, 2015, vol. 137, no. 11, p. 111502. DOI: 10.1115/1.4030479.
5. Maksimov V.I., Nurpeiis A.E. New approach to modelling the formation of large-sized thermosiphons thermal regime for using geothermal heat. *Bulletin of the Tomsk Polytechnic University. Geo Assets Engineering*, 2019, vol. 330, no. 8, pp. 78–86. (In Russ.) DOI: 10.18799/24131830/2019/8/2214.
6. Ermilova N.Yu., Zhuravlev A.V., Tyan V.Yu. Thermal stabilization of permafrost soils: technologies and equipment. *Engineering Bulletin of the Don*, 2021, no. 5, pp. 1–9. (In Russ.)
7. Plotnikov A.A., Guryanov G.R. Modern methods of cooling permafrost soil foundations of multi-storey residential buildings. *Bulletin of MGSU*, 2021, vol. 16, no. 5, pp. 535–544. (In Russ.) DOI: 10.22227/1997-0935.2021.5.535-544.
8. Fadhl B., Wrobel L.C., Jouhara H. Numerical modelling of the temperature distribution in a two-phase closed thermosyphon. *Applied Thermal Engineering*, 2013, vol. 60, pp. 122–131. DOI: 10.1016/j.applthermaleng.2013.06.044.
9. Bouhal T., Agrouaz Y., Kousksou T., El Rhafiki T., Zeraoui 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.
10. 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.
11. Tong Z., Liu X.-H., Li Z., Jiang Y. Experimental study on the effect of fill ratio on an R744 two-phase thermosyphon loop. *Applied Thermal Engineering*, 2016, vol. 99, pp. 302–312. DOI: 10.1016/j.applthermaleng.2016.01.065.
12. Guichet V., Jouhara H. Condensation, evaporation and boiling of falling films in wickless heat pipes (two-phase closed thermosiphons): a critical review of correlations. *International Journal of Thermofluids*, 2019, no. 100001. DOI: 10.1016/j.ijft.2019.100001.

13. MacGregor R.W., Kew P.A., Reay D.A. Investigation of low global warming potential working fluids for a closed two-phase thermosiphon. *Applied Thermal Engineering*, 2013, vol. 51, no. 1, pp. 917–925.
14. Jafari D., Filippeschi S., Franco A., Di Marco P. Unsteady experimental and numerical analysis of a two-phase closed thermosiphon at different filling ratios. *Experimental Thermal and Fluid Science*, 2017, vol. 81, pp. 164–174. DOI: 10.1016/j.expthermflusci.2016.10.022.
15. Basaran A. Experimental investigation of R600a as a low GWP substitute to R134a in the closed-loop two-phase thermosiphon of the mini thermoelectric refrigerator. *Applied Thermal Engineering*, 2022, vol. 211, no. 118501. DOI: 10.1016/j.applthermaleng.2022.118501.
16. Wang L., Zhong W., Min W., Wang Z., Cao X. Experimental study on the thermal performance of a novel two-phase loop thermosiphon under low-heat-flux conditions. *Applied Thermal Engineering*, 2024, vol. 236A, no. 121447. DOI: 10.1016/j.applthermaleng.2023.121447.
17. Vincent M., Ghaffari O., Larimi Y.N., Grenier F., Jasmin S., Frechette L., Sylvestre J. Experimental investigation of the thermal resistance of advanced two-phase thermosiphon heatsinks. *Applied Thermal Engineering*, 2024, vol. 238, no. 122108. DOI: 10.1016/j.applthermaleng.2023.122108.
18. Kabov O.A., Chinnov E.A. Vapor-gas mixture condensation in a two-chamber vertical thermosiphon. *Journal of Enhanced Heat Transfer*, 2002, vol. 9, no. 2, pp. 57–67. DOI: 10.1615/JEnhHeatTransf.v9.i2.10.
19. Yao H., Pu W., Wang J., Qin Y., Qiao L., Song N. A novel thermosiphon cooling applied to concentrated photovoltaic-thermoelectric system for passive and efficient heat dissipation. *Applied Thermal Engineering*, 2024, vol. 236A, no. 121460. DOI: 10.1016/j.applthermaleng.2023.121460.
20. Qin S., Liu Y., Ji R., Zhang H., Jin L., Yang C., Meng X. Effect of compact thermosiphon height on boiling curve and thermal performance: A visualization analysis. *Applied Thermal Engineering*, 2024, vol. 240, no. 122142. DOI: 10.1016/j.applthermaleng.2023.122142.
21. Kuznetsov G.V., Strizhak P.A. Numerical investigation of the influence of convection in a mixture of combustion products on the integral characteristics of the evaporation of a finely atomized water drop. *Journal of Engineering Physics and Thermophysics*, 2014, vol. 87, no. 1, pp. 103–111. DOI: 10.1007/s10891-014-0990-8.
22. Mitropov V.V., Cvetkov O.B. *Fundamentals of the theory of mass transfer*. Saint Petersburg, University ITMO Publ., 2019. 126 p. (In Russ.)
23. Lykov A.V. *Heat and mass transfer: a reference book*. 2nd ed., reprint and additional. Moscow, Energiya Publ., 1978. 480 p. (In Russ.)
24. Kislicyn A.A. *Fundamentals of thermophysics*. Tyumen, University of Tyumen Publ. house, 2002. 150 p. (In Russ.)
25. Economides M., Oligney R., Valko P. *Unified fracture design*. Alvin, Orsa Press, 2002. 141 p.
26. Gafurov A.M., Osipov B.M., Gatina R.Z., Gafurov N.M. Possible ways of decrease in emissions of carbon dioxide gas. *Energy problems*, 2017, vol 19, no. 9–10, pp. 21–31. (In Russ.)
27. Evdokimov V.S., Maximenko V.A., Vasilyev V.K., Tretyakov A.V. The experimental research of the season-acting thermostabilizer of soil. *Problemele Energeticii Regionale*, 2014, no. 3(26), pp. 74–80. (In Russ.)

Information about the authors

Alexander Ya. 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, «Alians» LLC, 83a, bld. 4, Kharkovskaya street, Tyumen, 625003, 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/0000-0003-0017-487>

Received: 11.01.2024

Revised: 18.01.2024

Accepted: 27.09.2024