

На правах рукописи



Ишков Алексей Андреевич

**МАТЕМАТИЧЕСКОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ ФУНКЦИОНИРОВАНИЯ
СИСТЕМ ТЕМПЕРАТУРНОЙ СТАБИЛИЗАЦИИ ГРУНТОВ С
ГОРИЗОНТАЛЬНЫМ ИСПАРИТЕЛЕМ**

Специальность 01.04.14 Теплофизика и теоретическая теплотехника

АВТОРЕФЕРАТ

**диссертации на соискание ученой степени
кандидата технических наук**

Тюмень – 2020

Работа выполнена в Институте криосферы Земли – обособленном структурном подразделении Федерального государственного бюджетного учреждения науки Федерального исследовательского центра Тюменского научного центра Сибирского отделения Российской академии наук (ИКЗ ТюмНЦ СО РАН).

Научный руководитель: **Аникин Геннадий Владимирович**
кандидат физико-математических наук, ведущий
научный сотрудник лаборатории
тепломассообменных явлений ИКЗ ТюмНЦ СО РАН

Официальные оппоненты: **Рожин Игорь Иванович**
доктор технических наук, главный научный
сотрудник лаборатории техногенных газовых
гидратов Института проблем нефти и газа СО РАН –
обособленного подразделения ФИЦ Якутского
научного центра СО РАН

Гаррис Нина Александровна
доктор технических наук, профессор кафедры
«Гидрогазодинамики трубопроводных систем и
гидромашин» Уфимского государственного
нефтяного технического университета

Ведущая организация: **ПАО «Гипротюменнефтегаз»** (Тюменский
проектный и научно-исследовательский институт
нефтяной и газовой промышленности
им. В.И. Муравленко)

Защита состоится «27» мая 2020 г. в 15-15 часов на заседании диссертационного совета Д 212.274.10 при ФГАОУ ВО «Тюменский государственный университет» по адресу: 625003, г. Тюмень, ул. Перекопская, 15а, ауд. 410.

Тел.: +7-982-985-14-15

E-mail: a.a.ishkov@yandex.ru

С диссертацией можно ознакомиться в Информационно-библиотечном центре ФГАОУ ВО «Тюменский государственный университет» и на сайте <https://diss.utmn.ru/sovet/diss-sovet-212-274-10/zashchita/861807/>

Автореферат разослан «__» _____ 2020 г.

Ученый секретарь
диссертационного совета Д 212.274.10,
доктор физико-математических наук



Удовиченко С. Ю.

ОБЩАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА РАБОТЫ

Актуальность темы. В настоящее время во всех геокриологических областях с распространением многолетнемерзлых грунтов (ММГ) строительство зданий и сооружений осуществляется по I принципу. Исходя из требований нормативных документов, при проектировании необходимо выполнять прогнозные теплотехнические расчеты состояния температурного поля грунтового основания фундаментов. Известно, что несущая способность мерзлых грунтов существенно зависит от значения отрицательной температуры, особенно в высокотемпературном диапазоне ММГ. Так, при понижении температуры мерзлого грунта с $-0.3\text{ }^{\circ}\text{C}$ до $-1.0\text{ }^{\circ}\text{C}$ его несущая способность увеличивается примерно в 2.5 раза. При оттаивании многолетнемерзлые грунты теряют свои прочностные свойства, что сопровождается термокарстовыми просадками, глубина которых зависит от геологического и геокриологического строения разреза и в частности от объемного содержания ледовой компоненты в каждом отдельном случае.

Существует ряд методов для сохранения ММГ в мерзлом состоянии, которые можно разделить на два больших блока – пассивные и активные. В рамках данной работы рассмотрены активные методы, в частности, использование систем температурной стабилизации грунтов (ТСГ) с горизонтальным испарителем. Работа данных систем не требует затрат электроэнергии, так как ее функционирование основано на использовании силы тяжести и разницы температур грунта и воздуха в зимнее время года.

Прогноз совместного теплового влияния на мерзлый грунт как инженерного объекта, так и систем температурной стабилизации грунтов, является сложной задачей, от правильности решения которой зависит точность определения несущей способности грунтов основания фундаментов. В частности, это влияние выражается в корректности прогноза температурных полей и ореолов оттаивания и промораживания грунтов. На основании изученных литературных и фондовых материалов, а также анализа проведенных ранее исследований, можно сделать вывод, что методика прогнозирования температурного состояния грунтов с учетом функционирования систем температурной стабилизации грунтов с горизонтальным испарителем в настоящее время не является достаточно точной.

В предшествующих работах по определению состояния температурного поля грунтов вблизи работающих сезонно-охлаждающих устройств учитываются не все параметры, которые дают существенный вклад в эффективность функционирования систем ТСГ с горизонтальным испарителем. Среди этих параметров температурный режим конденсаторной части, величина теплового потока на испарительную часть, конструктивные особенности системы (длина испарителя, высота подъема конденсатора), а также тип хладагента, которым заправлена система. Кроме того, в рамках задачи по прогнозу состояния температурного поля грунта решается только внешняя задача, тогда как учет внутренних характеристик течения двухфазного потока

хладагента может существенно помочь в понимании функционирования систем ТСГ с горизонтальным испарителем при различных климатических условиях. В частности, решение внутренней задачи может быть применено для определения наилучшей конфигурации системы температурной стабилизации грунтов с горизонтальным испарителем, при которой распределение температуры внутри контура будет равномерным, т.е. система в целом будет более равномерно охлаждать массив ММГ.

Необходимость решения обозначенных вопросов для качественного улучшения методов геокриологического прогноза состояния грунтов основания инженерных сооружений обуславливает актуальность темы диссертационной работы.

Цели и задачи работы

Целью диссертационной работы является создание физико-математической модели функционирования систем температурной стабилизации многолетнемерзлых грунтов с горизонтальным испарителем.

Для достижения поставленной цели были сформулированы и решены следующие задачи:

1) Разработать физико-математическую модель функционирования систем температурной стабилизации многолетнемерзлых грунтов с горизонтальным испарителем, которая бы учитывала конструктивные особенности установки, температурные характеристики конденсаторной части, тепловые потоки на испарительную часть, а также зависимость от типа используемого хладагента.

2) Разработать алгоритм и создать программу для проведения расчета внутренних характеристик двухфазного потока хладагента внутри системы температурной стабилизации грунтов с горизонтальным испарителем и определения температурного режима функционирования испарительной части.

3) Показать корректность данных, полученных в ходе расчёта по разработанной физико-математической модели, путем их сравнения со значениями средней температуры испарительной части, определенных в результате проведения экспериментов, выполненных на полномасштабном стенде системы ТСГ с горизонтальным испарителем для различных конфигураций установки.

4) Определить характеристики двухфазного потока хладагента по длине испарительной части при рабочих тепловых нагрузках, действующих на испаритель системы температурной стабилизации грунтов.

5) Определить границы применения систем температурной стабилизации грунтов с горизонтальным испарителем путем нахождения верхних и нижних критических тепловых нагрузок, ограничивающих функционирование системы.

6) Сравнить функционирование системы температурной стабилизации грунтов с горизонтальным испарителем, заправленной различными хладагентами, и определить наилучший хладагент для оптимизации процесса замораживания ММГ.

Научная новизна заключается в следующем:

1) Разработана физико-математическая модель функционирования системы температурной стабилизации многолетнемерзлых грунтов с горизонтальным испарителем, учитывающая конструктивные особенности системы, температурно-климатический режим взаимодействия с конденсаторной и испарительной частями, тип теплоносителя, а также особенности поведения двухфазных потоков хладагента в контуре циркуляции. Разработана программа для проведения расчета внутренних характеристик двухфазного потока хладагента внутри системы ТСГ и определения температурного режима функционирования испарительной части.

2) При сравнении численного решения с экспериментальными данными в разработанную физико-математическую модель функционирования системы температурной стабилизации грунтов с горизонтальным испарителем впервые введен параметр перегрева, который отвечает за то, насколько перегревается хладагент относительно температуры фазового перехода. Кроме этого, на основе экспериментальных данных установлено его рекомендуемое значение.

3) Определены верхние и нижние критические тепловые нагрузки, что позволяет установить границы применения системы температурной стабилизации грунтов с горизонтальным испарителем для различных типовых конструктивных решений и входящих параметров.

Практическая ценность результатов работы

Результаты, полученные в рамках диссертационного исследования, нашли применение в деятельности ООО НПО «Фундаментстройаркос (исх. № 09-0569 от 02.03.2020 г.). Апробация физико-математической модели, предложенной в диссертационной работе, была выполнена в период 2017-2018 гг. путем сопоставления результатов, полученных на экспериментальном полномасштабном стенде горизонтальной естественно-действующей трубчатой системы (системы ГЕТ) с данными, полученными в ходе физико-математического моделирования функционирования систем температурной стабилизации грунтов с горизонтальным испарителем. Результатом апробации стало подтверждение корректности предлагаемой физико-математической модели и ее внедрение в деятельность компании. Также результаты диссертации были внедрены в ЗАО «ТюменьНИПИнефть» (исх. № 01/744 от 10.03.2020 г.) в 2015 году при проведении теплотехнических расчетов.

Основные положения, выносимые на защиту

1) Физико-математическая модель функционирования систем температурной стабилизации многолетнемерзлых грунтов с горизонтальным испарителем, которая учитывает: а) конструктивные особенности системы, такие как высота подъема конденсатора и длина испарителя; б) температурное взаимодействие грунта и атмосферы с испарительной и конденсаторной частями; в) тип теплоносителя,

используемого для заправки системы; г) особенности поведения двухфазных потоков хладагента внутри контура циркуляции.

2) Предложен параметр, отвечающий за величину перегрева хладагента относительно температуры фазового перехода и на основе сопоставления данных, полученных в ходе проведения физико-математического моделирования и экспериментальных исследований, установлено его рекомендуемое значение.

3) Алгоритм определения верхних и нижних критических тепловых нагрузок, ограничивающих стабильное функционирование системы температурной стабилизации грунтов с горизонтальным испарителем, в зависимости от конструктивных особенностей и температурных характеристик работы конденсаторной части.

Достоверность результатов обусловлена корректностью постановки задачи, а также тем, что разработанная физико-математическая модель тепломассопереноса двухфазного потока внутри контура циркуляции системы температурной стабилизации грунтов с горизонтальным испарителем базируется на общепринятых законах сохранения массы, импульса, энергии, энтропии, а также известных математических моделях одно- и двухфазных потоков жидкостей в трубах. Кроме этого, сопоставление экспериментальных и теоретических данных, полученных в ходе физико-математического моделирования, показало хорошую сходимость результатов.

Апробация работы

Основные результаты, полученные в диссертационной работе, докладывались и обсуждались на Международных и Всероссийских научных конференциях в том числе: Международная научно-практическая конференция «Геология и нефтегазоносность Западно-Сибирского мегабассейна (опыт, инновации)» (Тюмень, 2014); Международная конференция: «Арктика, Субарктика: мозаичность, контрастность, вариативность криосферы» (Тюмень, 2015); Всероссийская научно-практическая конференция с международным участием: «Научная и производственная деятельность – средство формирования среды обитания человечества» (Тюмень, 2017); Международная научно-практическая конференция: «Современные технологии проектирования и строительства фундаментов на многолетнемерзлых грунтах» (Москва, 2018); XIX конференция молодых ученых и специалистов Филиала ООО «ЛУКОЙЛ-Инжиниринг» «КогалымНИПИнефть» в г. Тюмени (Тюмень, 2019).

Публикации

По результатам диссертационного исследования опубликованы 18 работ, в том числе 7 работ в изданиях, включённых в Перечень ВАК РФ, из которых 2 работы в изданиях, индексированных базами данных Web of Science, Scopus и 2 работы – Scopus. Материалы диссертационной работы обсуждались на 10 конференциях, из них 4 – международного и 2 – всероссийского уровней. Общий объем научных изданий 8,00 п.л., из них вклад автора – 4,15 п.л.

Структура и объем диссертации

Диссертация состоит из введения, четырех глав, заключения, списка цитируемой литературы и 4 приложений. Объем диссертации составляет 160 страниц машинописного текста, включая 65 рисунков и 29 таблиц. Список используемой литературы содержит 122 источника.

Личный вклад автора состоит в разработке физико-математической модели тепломассопереноса двухфазного потока хладагента внутри системы температурной стабилизации грунтов с горизонтальным испарителем и ее последующем уточнении путем сравнения с экспериментальными данными, полученными на полномасштабном стенде. Также автором определены параметры верхних и нижних критических тепловых нагрузок, ограничивающих функционирование систем ТСГ с горизонтальным испарителем, и проведен их расчет для различных конструктивных вариаций. Автор принимал участие в написании статей для публикации в журналах (ВАК, Web of Science и Scopus) и участвовал в конференциях по теме диссертационной работы.

Автор выражает искреннюю признательность научному руководителю ведущему научному сотруднику ИКЗ ТюмНЦ СО РАН, к.ф.-м.н. Геннадию Владимировичу Аникину за помощь в постановке научной проблемы, анализе полученных результатов и консультации. Главному инженеру ООО НПО «ФундаментСтройАркас», к.т.н. Сергею Николаевичу Окуневу за полезные советы, консультации, рекомендации, а также за предоставление экспериментальных данных. Ведущему научному сотруднику субарктического научно-учебного полигона ТюмНЦ СО РАН-ТИУ, к.т.н. Губарькову Анатолию Анатольевичу за всестороннюю помощь при написании работы, рекомендации и консультации. А также коллегам и соавторам за совместную работу.

ОСНОВНОЕ СОДЕРЖАНИЕ РАБОТЫ

Во введении обоснована актуальность темы, сформулирована цель и задачи, изложена научная новизна и практическая ценность работы.

В первой главе приведен обзор литературных данных по изучаемой тематике, которые посвящены существующим методам понижения температуры многолетнемерзлых грунтов, залегающих в основании фундаментов, чтобы увеличить их прочностные свойства и, как следствие, несущую способность (Вялов С. С., Гапеев С. И., Дроздов Д. С., Дубина М. М., Ершов Э. Д., Макаров В. И., Мельников В. П., Павлов А. В., Поденко Л. С., Хрусталева Л. Н. и т.д.). В настоящей работе акцент сделан на активные методы, в частности, на системы температурной стабилизации грунтов с горизонтальным испарителем (Аникин Г. В., Горелик Я. Б., Долгих Г. М., Окунев С. Н., Попов А. П., Феклистов В. Н. и т.д.).

Рассмотрено применение сезоннодействующих устройств (СОУ) как в России, так и за рубежом. Приведен накопленный опыт зарубежных авторов в области одиночных СОУ и их расположению на объектах. Показан спектр применяемых

сезоннодействующих устройств в России и объекты, на которых они устанавливаются. Показан механизм действия как одиночных СОУ, так и систем температурной стабилизации грунтов с горизонтальным испарителем.

Представлена математическая постановка задачи о растеплении и промерзании грунтов (задача Стефана) и показан метод ее дискретизации для нахождения решения численными методами на ЭВМ. Рассмотрена постановка и дискретизация граничных условий на поверхности грунтового массива и на его границах. Кроме того, приведена дискретизация общего теплового потока, действующего на трубы испарителя системы ТСГ и математические формулы, позволяющие найти температуру испарителя, исходя из характеристик конденсаторной части, температуры атмосферы и свойств хладагента.

Согласно приведенному анализу, сформулированы цели и задачи настоящей диссертационной работы.

Во второй главе рассматриваются основные конструктивные элементы системы температурной стабилизации грунтов с горизонтальным испарителем, состоящей из следующих блоков: испаритель, конденсатор, ускоритель циркуляции (рис. 1).

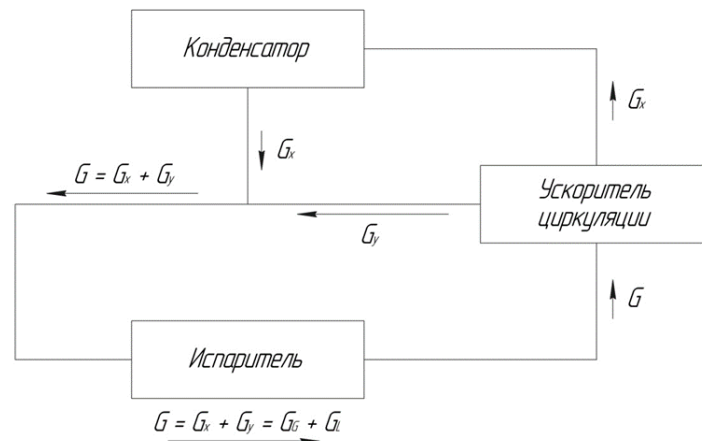


Рисунок 1 – Блок-схема функционирования системы ТСГ с горизонтальным испарителем

На рисунке 1: G_x – массовый поток жидкости, вытекающей из конденсатора; G_y – массовый поток жидкости, вытекающий из ускорителя циркуляции; G – полный массовый поток жидкости; G_L , G_G – массовый поток жидкости и пара в испарительной части и отводных трубах.

Во втором параграфе показана общая концепция функционирования системы ТСГ с горизонтальным испарителем, а также заложенные в физико-математическую модель допущения.

В третьем параграфе приведена физико-математическая постановка задачи теории тепло- и массопереноса двухфазного потока хладагента внутри системы ТСГ с горизонтальным испарителем, основанная на общих гидродинамических уравнениях для массы, импульса, энергии и энтропии фиксированного объема смеси пара и жидкости.

Описание функционирования системы температурной стабилизации грунтов с горизонтальным испарителем можно разделить на две части: тепловой и гидравлический. В свою очередь тепловой расчет делится на расчет характеристик конденсатора, подводящих труб и труб испарителя. Рассмотрим более подробно.

Из соотношения, определяющего полную тепловую мощность системы температурной стабилизации грунтов, может быть определена температура конденсаторной части в виде следующего выражения:

$$t_K = t_a + \frac{U}{(S_{op}\eta\alpha_{op} + S_H\alpha_H)} \quad (1)$$

где t_K – температура конденсатора; t_a – температура атмосферы; U – полная мощность системы ТСГ; S_{op} – площадь оребрения конденсатора; S_H – площадь неоребранных труб конденсатора и сепаратора; η – коэффициент эффективности оребрения конденсатора; α_{op} – коэффициент теплоотдачи оребрения; α_H – коэффициент теплоотдачи неоребранных труб конденсатора и сепаратора.

Давление в конденсаторе (P_K) можно найти из зависимости давления насыщенных паров от температуры:

$$P_K = P_{sat}(t_K) \quad (2)$$

где $P_{sat}(t_K)$ – давление насыщенных паров хладагента при температуре t_K .

Уравнения теплообмена для труб, исходящих из конденсатора (3), сепаратора (4) и узла соединения потоков G_x и G_y (5), могут быть записаны в виде:

$$G_x c_{pL} \frac{dt}{dz} = -\alpha_x (t - t_a) \quad (3)$$

$$G_y c_{pL} \frac{dt}{dz} = -\alpha_y (t - t_a) \quad (4)$$

$$G c_{pL} \frac{dt}{dz} = -\alpha (t - t_a) \quad (5)$$

где c_{pL} – теплоемкость жидкости; α , α_x , α_y – коэффициенты теплообмена.

Решение уравнений (3)-(4) имеет вид:

$$\begin{aligned} t_x &= t_a + (t_K - t_a) \cdot \exp\left(-\frac{\alpha_x L_x}{G_x c_{pL}}\right) \\ t_y &= t_a + (t_K - t_a) \cdot \exp\left(-\frac{\alpha_y L_y}{G_y c_{pL}}\right) \\ t_{вх} &= t_a + (t_{yз} - t_a) \cdot \exp\left(-\frac{\alpha L_{под}}{G c_{pL}}\right) \end{aligned} \quad (6)$$

где $t_{yз}$ – температура узла соединения потоков; t_x , t_y – температуры жидкости, выходящей из конденсатора и ускорителя циркуляции в точке соединения потоков; L_x , L_y – длины труб от конденсатора и ускорителя циркуляции до узла соединения потоков; $L_{под}$ – длина трубы от узла соединения потоков до входа в испаритель.

Температуру узла соединения можно найти из разложения энтальпии жидкости в окрестности данного узла в виде:

$$i(t, P) = i(t_0, P_0) + \left(\frac{\partial i}{\partial t}\right)_P (t - t_0) + \left(\frac{\partial i}{\partial P}\right)_t (P - P_0) \quad (7)$$

где t, P – текущие значения температуры и давления жидкого хладагента; t_0, P_0 – фиксированные значения температуры и давления жидкого хладагента, в окрестности которых производится разложение в ряд.

Тогда, используя выражение выше, получим:

$$i_{y3}G = i_xG_x + i_yG_y \rightarrow t_{y3} = \frac{t_x + t_y f}{1 + f} \quad (8)$$

где

$$f = G_y / G_x \quad (9)$$

Далее рассмотрим тепловой расчет испарительной части системы ТСГ с горизонтальным испарителем. При функционировании системы в квазистационарном режиме, можно выделить два участка, кардинально отличающихся друг от друга: участок нагрева хладагента (однофазный поток) и участок с фазовыми переходами (двухфазный поток). Уравнения теплообмена на этих участках записываются следующим образом:

$$\begin{cases} G C_{pL} \frac{dt}{dz} = q(z) & \text{при } z < z_H \\ h \frac{dG_G}{dz} = q(z) & \text{при } z \geq z_H \end{cases} \quad (10)$$

где z – расстояние от входа в испаритель до некоторой фиксированной точки; z_H – расстояние от входа в испаритель до точки начала фазового перехода жидкого хладагента; h – среднее значение теплоты фазового перехода в испарителе; $q(z)$ – удельный тепловой поток на испарительную часть.

Изменение температуры на участке нагрева хладагента можно записать в виде:

$$t(z) = t_{\text{вх}} + \frac{U}{G C_{pL}} y(z); \quad y(z) = \frac{W(z)}{U} \quad (11)$$

где $y(z)$ – отношение мощности, подаваемой на участок длиной z , к суммарной мощности, подаваемой на весь испаритель.

В работе рассмотрен случай равномерного теплового потока по длине испарителя $q(z) = \text{const}$. Тогда второе выражение в (11) можно записать следующим образом:

$$y(z) = \frac{z}{L_{\text{исп}}}, \quad y(z_H) = \frac{z_H}{L_{\text{исп}}} = y_H \quad (12)$$

где $L_{\text{исп}}$ – длина испарительной части; y_H – относительная длина испарителя, на которой начинается фазовый переход жидкого хладагента.

В дальнейшем удобно выражать все величины через y , а не через z . Тогда на участке нагрева:

$$t(y) = t_{\text{вх}} + \frac{U}{G C_{pL}} y \rightarrow t_{\text{max}} = t_{\text{вх}} + \frac{U}{G C_{pL}} y_H \quad (13)$$

Далее рассмотрим участок, на котором происходит фазовый переход хладагента. Для него справедливы выражения:

$$G_G(y) = \frac{U}{h}(y - y_H) \quad (14)$$

Откуда для потоков G_x и G_y с учетом (9) получим:

$$\begin{aligned} G_x &= G_G(1) = \frac{U}{h}(1 - y_H) \\ G_y &= G_x f = \frac{Uf}{h}(1 - y_H) \\ G &= G_x + G_y = \frac{U(1+f)(1-y_H)}{h} \end{aligned} \quad (15)$$

Таким образом, массовый расход жидкости можно найти из выражения:

$$G_L = G - G_G(y) = \frac{U(1+f)(1-y_H)}{h} - \frac{U}{h}(y - y_H) = \frac{U}{h}[(1+f)(1-y_H) - (y - y_H)] \quad (16)$$

В точке $y = y_H$ начинается фазовый переход «жидкость-пар», следовательно, можно записать:

$$P_H - P_K = \rho_L g H_K = \frac{dP_{\text{нас}}}{dt} \Big|_{t=t_K} \cdot (t_{\text{max}} - t_K) \quad (17)$$

Откуда

$$t_{\text{max}} = t_K + \frac{\rho_L g H_K}{\frac{dP_{\text{нас}}}{dt} \Big|_{t=t_K}} \quad (18)$$

где ρ_L – плотность жидкости; g – ускорение свободного падения; H_K – высота подъема конденсаторной части системы ТСГ.

Решая совместно (13) и (18), получаем:

$$y_H = \frac{\rho_L g H_K}{\frac{dP_{\text{нас}}}{dt} \Big|_{t=t_K}} \frac{c_p L G_L}{U} \quad (19)$$

Таким образом, температурная постановка задачи функционирования системы ТСГ с горизонтальным испарителем полностью описана.

Далее рассмотрим гидравлический расчет системы ТСГ. Уравнение сохранения импульса двухфазной смеси в трубе записывается в виде:

$$\frac{dp}{dx} = -\frac{dp_F}{dx} - g(\varphi_L \rho_L + \varphi_G \rho_G) \sin \theta - \frac{d(\rho_L V_L^2 \varphi_L + \rho_G V_G^2 \varphi_G)}{dx} \quad (20)$$

где θ – угол между осью трубы и горизонталью; φ_L , φ_G – истинные объемные содержания жидкости и пара; $-\frac{dp_F}{dx}$ – потери давления на трение; V_L , V_G – скорости течения жидкости и пара.

$$\begin{aligned} \varphi_L &= \frac{S_L}{S_{\text{тр}}}; & \varphi_G &= \frac{S_G}{S_{\text{тр}}}; \\ V_L &= \frac{G_L}{S_{\text{тр}}}; & V_G &= \frac{G_G}{S_{\text{тр}}}. \end{aligned} \quad (21)$$

где S_L , S_G – площадь сечения трубы, занятая жидкостью и паром; $S_{\text{тр}}$ – площадь сечения трубы.

Как было отмечено ранее, в системе температурной стабилизации грунтов с горизонтальным испарителем можно выделить два участка – участок нагрева и участок, на котором происходит фазовый переход жидкого хладагента. Часть контура циркуляции от выхода из конденсатора, выхода из сепаратора и до точки начала фазового перехода жидкого хладагента занята только жидким хладагентом, а от точки начала фазового перехода до входа в конденсатор – парожидкостной смесью.

Для участка, полностью занятого жидким хладагентом ($\varphi_L = 1$; $\varphi_G = 0$) уравнение сохранения импульса (20) запишется в виде:

$$\frac{dp}{dx} = -\frac{dp_F}{dx} - g\rho_L \sin \theta - V_L^2 \frac{d(\rho_L)}{dx} \quad (22)$$

Величина потери давления ($\frac{dp_F}{dx}$) за счет трения жидкого хладагента о внутреннюю поверхность технической трубы может быть задана следующими выражениями:

$$\begin{aligned} \xi(Re, \bar{\Delta}) &= \xi_1(Re)(1 - P) + \xi_2(Re, \bar{\Delta})P; \\ \xi_1(Re) &= \frac{64}{Re}; \quad \xi_2(Re, \bar{\Delta}) = 0.11 \left(\bar{\Delta} + \frac{68}{Re} \right)^{0.25}; \\ Re_0 &= 1530\bar{\Delta}^{-0.08}; \quad \sigma = 540; \quad erf(x) = \frac{2}{\sqrt{\pi}} \int_0^x exp(-t^2) dt; \\ P &= \frac{1}{2} \left(erf\left(\frac{Re - Re_0}{\sigma\sqrt{2}}\right) + erf\left(\frac{Re_0}{\sigma\sqrt{2}}\right) \right); \\ Re &= \frac{DG}{\mu S}; \quad \bar{\Delta} = \frac{l}{D} \end{aligned} \quad (23)$$

где Re – число Рейнольдса; μ – динамическая вязкость хладагента; $\bar{\Delta}$ – относительная шероховатость трубы; l – абсолютная шероховатость трубы; D – гидродинамический диаметр трубы.

Для того, чтобы учесть потери давления за счет трения двухфазной смеси хладагента о стенки трубы, используются выражения Локкарта-Мартинелли, имеющие следующий вид:

$$\begin{aligned} \frac{dp_F}{dx} &= \Phi_L^2 \frac{dp_{FL}}{dx} = \Phi_G^2 \frac{dp_{FG}}{dx}; \\ \frac{dp_{FL}}{dx} &= \xi(Re_L, \bar{\Delta}) \frac{G_L^2}{2DS_{тр}^2 \rho_L}; \quad \frac{dp_{FG}}{dx} = \xi(Re_G, \bar{\Delta}) \frac{G_G^2}{2DS_{тр}^2 \rho_G}; \\ \Phi_L^2 &= 1 + \frac{C}{X} + \frac{1}{X^2}; \quad \Phi_G^2 = 1 + CX + X^2; \\ X &= \sqrt{\frac{dp_{FL}}{dx} / \frac{dp_{FG}}{dx}} \end{aligned} \quad (24)$$

где μ_L, μ_G – динамическая вязкость жидкого и парообразного хладагента; C – константа Чисхолма (Chisholm constant).

Используя выражения (20)-(24) запишем изменение суммарного давления в различных узлах контура циркуляции системы ТСГ.

На участке от выхода из ускорителя циркуляции до входа в узел соединения потоков G_x и G_y :

$$p_x = p_K + \rho_L g(H_K - H_x) - \xi(Re_y, \bar{\Delta}) \frac{G_y^2 L_y}{2DS_{\text{тр}}^2 \rho_L} \quad (25)$$

где L_y – длина трубы от выхода из ускорителя циркуляции до входа в узел соединения потоков G_x и G_y ; p_x – давление в узле соединения; p_K – давление в конденсаторе и ускорителе циркуляции.

На участке от выхода из узла соединения потоков G_x и G_y до входа в испаритель:

$$p(0) = p_x + \rho_L g H_x - \xi(Re_0, \bar{\Delta}) \frac{G^2 L_0}{2DS_{\text{тр}}^2 \rho_L} \quad (26)$$

где $p(0)$ – давление на входе в испаритель при $y = 0$; L_0 – длина трубы от узла соединения до входа в испаритель.

На участке от входа в испаритель до выхода из него:

$$p(y) = p(0) - \int_{y_{\text{н}}}^y \Phi_L^2(y') \xi(Re_L(y'), \bar{\Delta}) \frac{G_L(y')^2}{2DS_{\text{тр}}^2 \rho_L} \frac{U}{q(y')} dy'. \quad (27)$$

Согласно выражению (27) давление на выходе из испарителя ($y = 1$), равно:

$$p(1) = p(0) - \int_{y_{\text{н}}}^1 \Phi_L^2(y') \xi(Re_L(y'), \bar{\Delta}) \frac{G_L(y')^2}{2DS_{\text{тр}}^2 \rho_L} \frac{U}{q(y')} dy' \quad (28)$$

На участке от выхода из испарителя до входа в ускоритель циркуляции:

$$p_K = p(1) - \Phi_L^2(1) \xi(Re_y, \bar{\Delta}) \frac{G_y^2}{2DS_{\text{тр}}^2 \rho_L} L_z - (\rho_L \varphi_L(1) + \rho_G \varphi_G(1)) g H_K \quad (29)$$

где L_z – длина трубы от выхода из испарителя до входа в конденсатор.

Из уравнений (25)-(29) получаем уравнение замкнутого контура системы температурной стабилизации грунтов с горизонтальным испарителем:

$$\begin{aligned} \varphi_G(1)(\rho_L - \rho_G) g H_K = & \xi(Re_y, \bar{\Delta}) \frac{G_y^2 L_y}{2DS_{\text{тр}}^2 \rho_L} + \\ & + \xi(Re_0, \bar{\Delta}) \frac{G^2 L_0}{2DS_{\text{тр}}^2 \rho_L} + \xi(Re_L, \bar{\Delta}) \frac{G^2 L_{\text{исп}} y_{\text{н}}}{2DS_{\text{тр}}^2 \rho_L} + \\ & + \int_{y_{\text{н}}}^1 \Phi_L^2(y') \xi(Re_L(y'), \bar{\Delta}) \frac{G_L(y')^2}{2DS_{\text{тр}}^2 \rho_L} \frac{U}{q(y')} dy' \\ & + \Phi_L^2(1) \xi(Re_y, \bar{\Delta}) \frac{G_y^2}{2DS_{\text{тр}}^2 \rho_L} L_z \end{aligned} \quad (30)$$

Первый член уравнения (30) характеризует перепад давления столба жидкости на участке от выхода из ускорителя циркуляции до входа в испаритель, *второй, третий и четвертый* – суммарный перепад давления, необходимый для преодоления трения на участке, полностью заполненном жидкостью, *пятый* – полное падение давления за счет трения на участке, на котором происходит фазовый переход и *шестой* – перепад давления на преодоление трения в отводных трубах.

Представленные выше выражения позволяют рассчитать характеристики течения двухфазной смеси хладагента в любой точке длины испарителя, а также температурный режим функционирования системы ТСГ.

В четвертом и пятом параграфах рассматривается пример проведения расчета функционирования системы ТСГ с горизонтальным испарителем. Так при рабочих тепловых нагрузках (5-20 Вт/м) система ТСГ, заправленная аммиаком, показывает в целом стабильное функционирование, однако периодически выключаясь, так как для некоторых конструктивных вариаций уравнение (30) не имеет решения. Это обуславливает введение параметров верхних и нижних критических тепловых нагрузок, ограничивающих функционирование системы ТСГ. Был разработан алгоритм определения значений этих параметров и найден ряд тепловых нагрузок, при которых система прекращает функционирование.

В третьей главе рассмотрено функционирование полноразмерного экспериментального стенда горизонтальной естественно-действующей трубчатой системы, которая имеет различные конструкционные особенности, такие как длина испарителя, высота подъема конденсатора, а также вариацию входных характеристик – различные удельные тепловые нагрузки на испаритель, температуры конденсатора.

В первом параграфе приведено описание экспериментальной установки (рис. 2а) и схема размещения нагревательного элемента на испарительной трубе системы (рис. 2б).

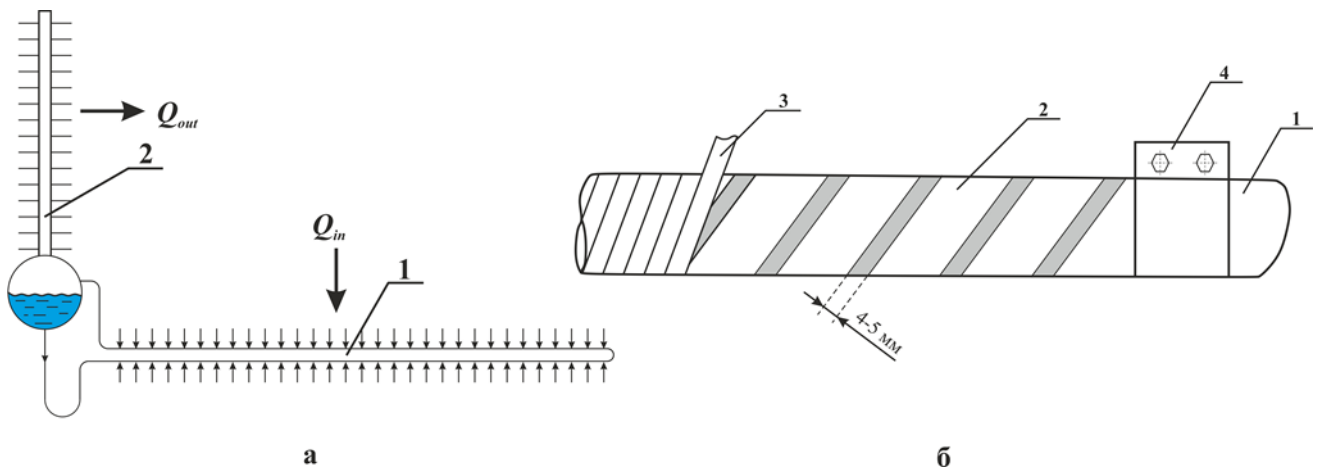


Рисунок 2 – а) принципиальная схема экспериментальной установки: 1 – испарительная часть, 2 – коллекторно-конденсаторная часть; б) схема размещения нагревательного элемента на испарительной трубе: 1 – труба, 2 – электронагреватель, 3 – защитная пленка, 4 – зажимы

Во втором параграфе приведена методика проведения эксперимента, включающая в себя описание подготовки стенда к испытанию и методы измерения температуры испарителя, регулирования тепловых нагрузок и гидравлического напора.

В третьем параграфе приведены результаты экспериментов и их сопоставление с решением, полученным в рамках предлагаемой теоретической модели. Экспериментальные данные были предоставлены ООО НПО «Фундаментстройаркос». При моделировании функционирования системы ГЕТ в качестве входных параметров выступали следующие величины: длина труб испарителя, высота подъема конденсатора относительно труб испарителя, температура конденсатора и удельная

тепловая нагрузка на трубы испарителя. Эти величины были взяты из экспериментов. В ходе моделирования были получены средние значения температуры испарительной части системы ГЕТ. Далее проведено сопоставление теоретических и экспериментальных данных и получена устойчивая корреляционная связь с высокой степенью достоверности аппроксимации (рис. 3).

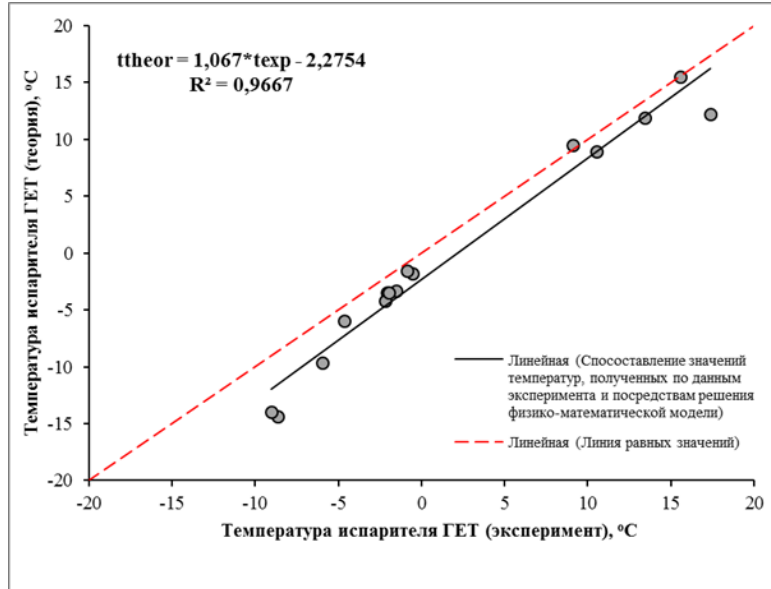


Рисунок 3 – Сопоставление экспериментальных (t_{exp}) и теоретических (t_{theor}) значений средней температуры испарителя системы ГЕТ

Согласно уравнению линии тренда, значение средней температуры испарителя, полученное путем моделирования, на $2.28\text{ }^{\circ}\text{C}$ ниже, чем аналогичное значение, полученное в ходе выполнения эксперимента. Эта разница может быть обусловлена двумя факторами. Во-первых, во время проведения эксперимента происходят теплопотери в термоизоляции испарителя, кроме того, нагревательные элементы влияют на термометрические датчики. Во-вторых, в существующей физико-математической модели заложено, что фазовый переход жидкого хладагента в пар происходит в момент достижения соответствующей температуры фазового перехода, тогда как на практике образование паровой фазы хладагента происходит на некотором участке длины испарительной части ГЕТ за счет его перегрева. Так как в экспериментах нет участков, по которым можно было бы судить о тепловых потерях или о влиянии нагрева на термометрические данные (температура, как правило, плавно изменяется в некоторых пределах), то разница связана именно с перегревом хладагента. Ввиду этого была введена поправка на перегрев хладагента относительно температуры фазового перехода хладагента в следующем виде:

$$y_H = \left(\frac{\rho_L g H_K - \Delta p_K}{\frac{dP_{sat}}{dt_K}} + dt_{ex} \right) \frac{c_{pL} G_L}{U} \quad (31)$$

где Δp_K – давление, необходимое на преодоление сил трения в конденсаторе; dt_{ex} – параметр перегрева хладагента относительно температуры фазового перехода.

После проведения расчетов определено, что параметр перегрева хладагента для исследуемой системы ГЕТ различных конструктивных конфигураций, заправленной аммиаком, равен $3.09\text{ }^{\circ}\text{C}$.

Как видно из рисунка 4, введение этого параметра позволило уточнить теоретическую модель, что сказывается на точности расчётов.

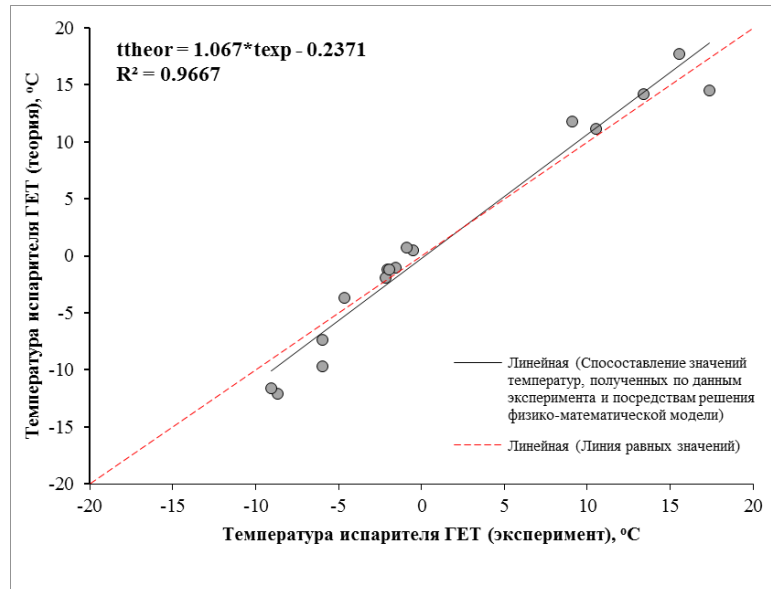


Рисунок 4 – Сопоставление экспериментальных (t_{exp}) и теоретических (t_{theor}) значений средней температуры испарителя системы ГЕТ после введения параметра перегрева

В четвертой главе приведено сравнение функционирования системы ТСГ с горизонтальным испарителем, заправленной диоксидом углерода и аммиаком. Теплофизические свойства хладагента во многом определяют эффективность работы системы ТСГ, а также влияют на режимы функционирования и характеристики верхних и нижних критических тепловых нагрузок.

В зависимости от того, насколько будет интенсивен тепловой поток на испаритель, возможны три варианта функционирования системы:

1) тепловой поток умеренный и система ТСГ функционирует стабильно. То есть происходит процесс промерзания ММГ или сохранение их в мерзлом состоянии;

2) величина теплового потока низкая, вследствие чего закипание хладагента происходит на значительном расстоянии от входа в испаритель. Так как основной механизм охлаждения обусловлен наличием фазового перехода, то система ТСГ с горизонтальным испарителем практически не будет работать;

3) величина теплового потока, наоборот, очень высока, из-за чего на выходе из испарителя идет только газ. При таком функционировании только часть испарителя будет охлаждаться, что даст неравномерность промерзания грунтов основания.

Из вышесказанного следует, что стабильное функционирование системы ТСГ представляет собой условие следующего вида:

$$q_{\text{кр}}^{\text{min}} < q < q_{\text{кр}}^{\text{max}} \quad (32)$$

Также делается акцент на различие теплофизических свойств хладагента, которым заправлена система ТСГ с горизонтальным испарителем, что отражается на эффективности функционирования системы в зависимости от того, каким теплоносителем она будет заправлена.

В следующем параграфе предложена методика по определению верхних и нижних критических тепловых нагрузок, а также результаты численного моделирования функционирования системы ТСГ при их достижении (табл. 1-2).

Таблица 1 – Значения нижних критических тепловых нагрузок (Вт/м) для двух типов хладагентов в зависимости от конструктивных решений системы ТСГ

Параметры системы	$H_k=2.5$ м		$H_k=5.0$ м		$H_k=2.5$ м		$H_k=5.0$ м	
	$L_{нi}=200$ м	$L_{нi}=400$ м	$L_{нi}=200$ м	$L_{нi}=400$ м	$L_{нi}=200$ м	$L_{нi}=400$ м	$L_{нi}=200$ м	$L_{нi}=400$ м
Температура конденсатора								
Теплоноситель	<i>Диоксид углерода</i>				<i>Аммиак</i>			
$t_k=-30$ °С	3.25	0.98	6.98	2.84	6.14	2.26	16.48	5.96
$t_k=-15$ °С	2.82	0.86	5.04	2.27	3.17	0.98	9.60	3.54
$t_k=0$ °С	2.48	0.78	3.71	1.67	2.92	0.76	5.77	2.02

Таблица 2 – Значения верхних критических тепловых нагрузок (Вт/м) для двух типов хладагентов в зависимости от конструктивных решений системы ТСГ

Параметры системы	$H_k=2.5$ м		$H_k=5.0$ м		$H_k=2.5$ м		$H_k=5.0$ м	
	$L_{нi}=200$ м	$L_{нi}=400$ м	$L_{нi}=200$ м	$L_{нi}=400$ м	$L_{нi}=200$ м	$L_{нi}=400$ м	$L_{нi}=200$ м	$L_{нi}=400$ м
Температура конденсатора								
Теплоноситель	<i>Диоксид углерода</i>				<i>Аммиак</i>			
$t_k=-30$ °С	74.68	26.02	108.73	37.72	59.87	20.66	88.83	30.82
$t_k=-15$ °С	76.35	27.32	109.42	38.59	77.10	26.61	109.79	39.50
$t_k=0$ °С	71.18	25.15	101.76	35.97	91.22	32.75	128.49	46.48

Согласно полученным данным, диоксид углерода, как теплоноситель для системы ТСГ с горизонтальным испарителем, значительно превосходит аммиак по ряду параметров. Это обусловлено тем, что первый имеет малое термическое сопротивление и, соответственно, высокую холодопроизводительность.

Для нижних критических тепловых нагрузок, что диоксид углерода однозначно более эффективен для системы ТСГ, так как для него значения рассматриваемого параметра значительно меньше, чем для аммиака. Это обуславливает более ранний запуск системы в работу и, соответственно, большее количество дней функционирования системы в году, что способствует лучшему охлаждению грунта. Кроме того, температура испарительной части системы ТСГ с горизонтальным испарителем, заправленной диоксидом углерода, в среднем на 1.07 °С ниже, чем у системы, для которой в качестве теплоносителя выступает аммиак.

Для параметра верхних критических тепловых нагрузок функционирование системы ТСГ отличается. Так, при высоких температурах конденсатора (0 °С) более эффективным будет аммиак, ввиду большего значения верхних критических тепловых нагрузок. При температуре конденсаторной части системы ТСГ, равной -15 °С диоксид углерода и аммиак примерно равны по своим характеристикам, а при температуре

конденсатора $-30\text{ }^{\circ}\text{C}$ наиболее эффективным оказывается диоксид углерода по параметру верхней критической тепловой нагрузки. Также, как и для случая нижних критических тепловых нагрузок, температура испарительной части системы ТСГ, заправленной диоксидом углерода, в среднем на $1.01\text{ }^{\circ}\text{C}$ ниже, чем у системы, для которой в качестве теплоносителя выступает аммиак.

Рассмотрев преимущества каждого хладагента как при верхних, так и при нижних критических тепловых нагрузках, требуется пояснить, при каких условиях будет достигнута та или иная величина. Случай достижения верхних критических тепловых нагрузок наблюдается тогда, когда система ТСГ монтируется в талые (теплые) грунты и при первых заморозках возникает значительный перепад между испарителем и конденсатором. Однако в таком случае система довольно быстро выходит на стационарный режим работы. Нижние критические тепловые нагрузки возникают при стабильной работе системы ближе к концу холодного периода, когда температура испарителя практически равна температуре грунта вокруг него. В таком случае выключение системы из работы не критично ввиду того, что в мерзлых грунтах за зиму аккумулировалось значительное количество холода. Однако то, что система ТСГ с горизонтальным испарителем, заправленная диоксидом углерода, начнет функционировать при более низких критических тепловых нагрузках, а также то, что температура испарительной части системы имеет более низкие значения – в среднем ниже на $1.04\text{ }^{\circ}\text{C}$, чем у системы ТСГ, заправленной аммиаком, то в сумме это дает более эффективное охлаждение грунтов, залегающих в основании объекта.

Из перечисленных выше преимуществ диоксида углерода, как теплоносителя, относительно аммиака следует, что наилучшим хладагентом для системы ТСГ с горизонтальным испарителем различных конструктивных особенностей является диоксид углерода.

Для лучшей визуализации различий между эффективностью системы ТСГ на диоксиде углерода и аммиаке были проведены теплотехнические расчеты состояния температурного поля массива мерзлого грунта при одновременном тепловом влиянии на него со стороны резервуара с горячей водонефтяной смесью и системы температурной стабилизации грунтов с горизонтальным испарителем.

Схематическое изображение расположения резервуара, системы термостабилизации и границ расчетной области приведены на рисунке 5.

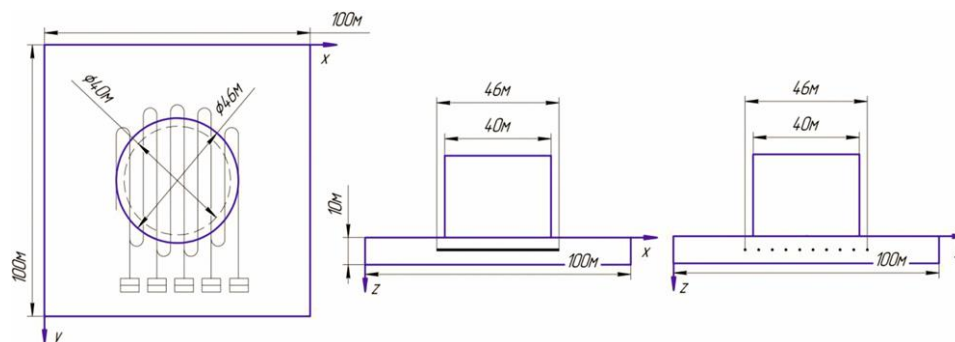


Рисунок 5 – Геометрические характеристики расчетной области

Теплотехнические расчеты проведены для климатических условий п. Белоярский, начальная температура грунта принята равной минус 0.10 °С. Ключевой особенностью данных расчетов является сравнение функционирования системы ТСГ, заправленной диоксидом углерода и аммиаком, при прочих равных условиях (климат, геокриологический разрез, конструкция системы ТСГ с горизонтальным испарителем). Результаты теплотехнических расчетов приведены ниже на рисунках 6-7.

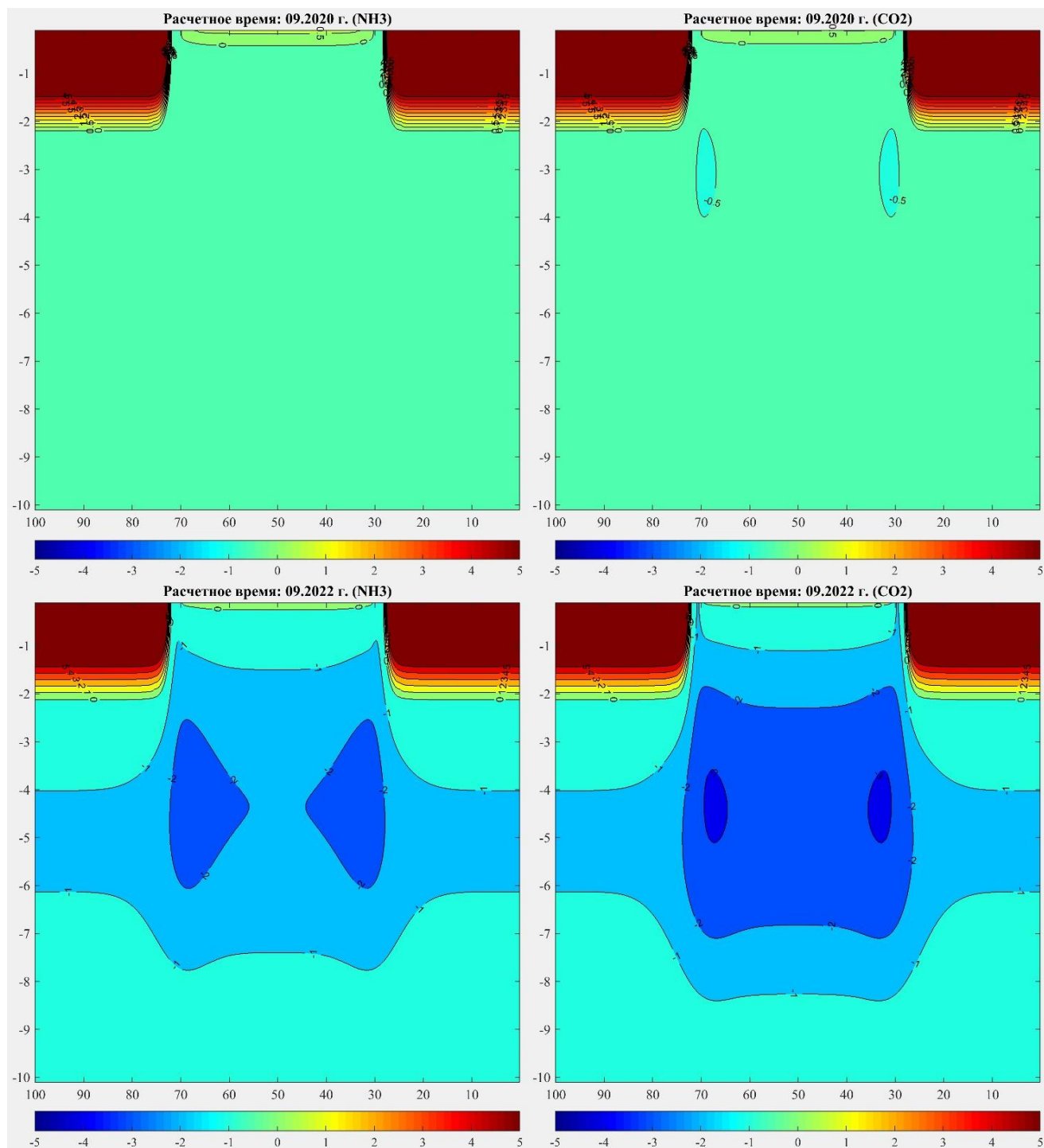


Рисунок 6 – Состояние температурного поля для метеостанции п. Белоярский на начало сентября под резервуаром с горячей нефтью (сверху – через 1 год, снизу – через 3 года) в плоскости сечения, проходящего через центр резервуара параллельно трубам испарителя системы ТСГ. Слева – аммиак (NH₃), справа – диоксид углерода (CO₂)

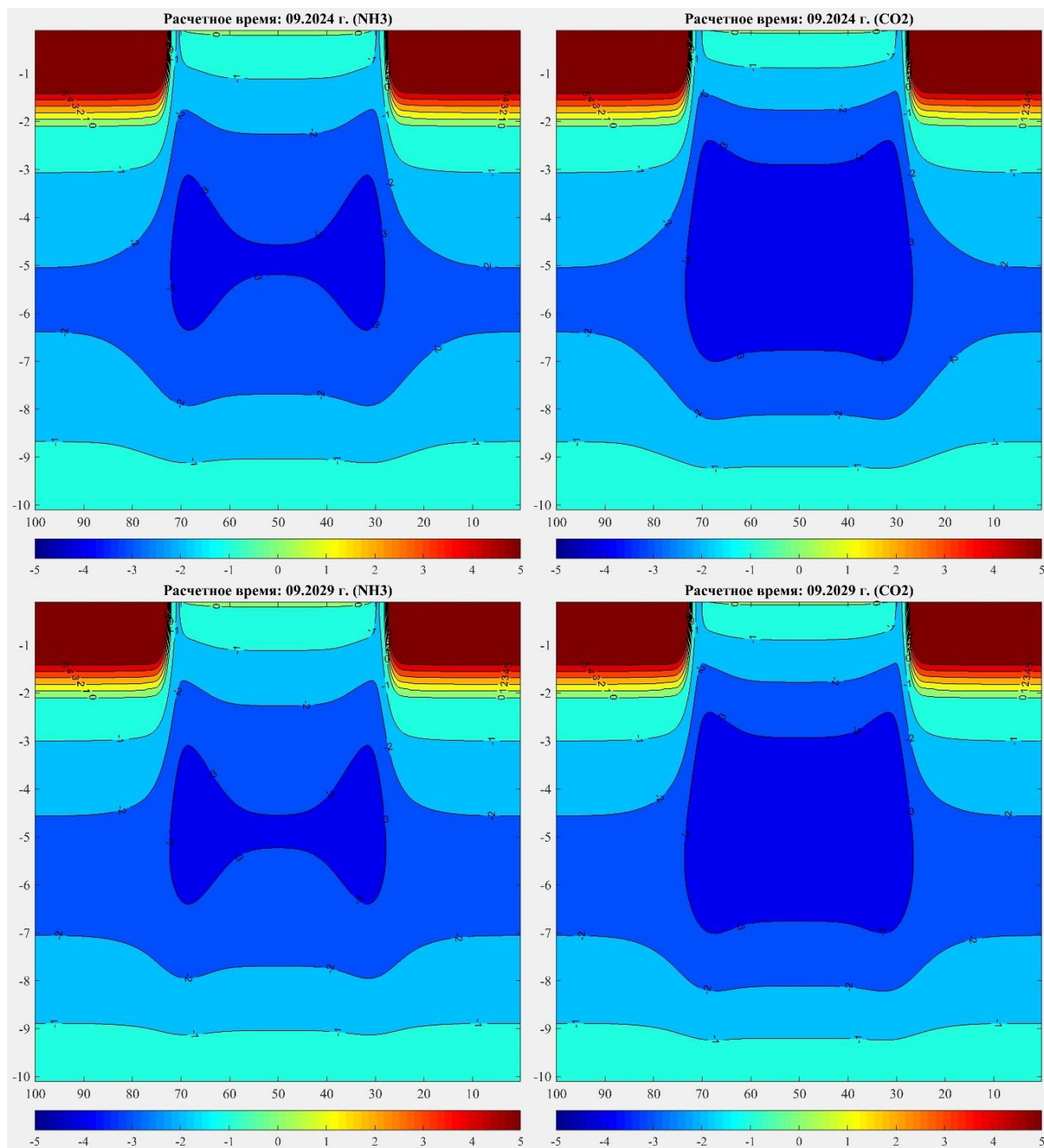


Рисунок 7 – Состояние температурного поля для метеостанции п. Белоярский на начало сентября под резервуаром с горячей нефтью (сверху – через 5 лет, снизу – через 10 лет) в плоскости сечения, проходящего через центр резервуара параллельно трубам испарителя системы ТСГ. Слева – аммиак (NH_3), справа – диоксид углерода (CO_2)

Из представленных рисунков видно, что мерзлое ядро в грунте под системой ТСГ, заправленной диоксидом углерода, начинает формироваться раньше и его температура ниже. Как было отмечено выше, это обусловлено двумя факторами. Первый заключается в том, что система ТСГ с горизонтальным испарителем на диоксиде углерода начинает функционировать раньше и количество рабочих дней в году для нее больше, чем для системы, заправленной аммиаком. Вторым фактором

является то, что при прочих равных условиях температура испарителя системы ТСГ на диоксиде углерода в среднем на 1.04 °С ниже, чем для аналогичной системы, заправленной аммиаком. Сумма этих факторов обуславливает лучшую эффективность диоксида углерода, как хладагента, для системы ТСГ с горизонтальным испарителем.

Кроме того, значения верхней и нижней критических нагрузок системы ТСГ, с точки зрения практического применения, необходимо знать для корректной оценки ее работоспособности при тех или иных условиях. При проектировании и непосредственном монтаже системы ТСГ расстояние между трубами испарителя, уложенного в ММГ, в зависимости от климатических и геокриологических условий напрямую не регламентируется. Если принять такой параметр системы ТСГ, как оптимальное расстояние между трубами – $\Delta z_{\text{опт}}$, то этой величине будет соответствовать оптимальный тепловой поток $q_{\text{опт}}(y)$. Так, если расстояние между трубами будет меньше в два раза, чем оптимальное значение – $\frac{\Delta z_{\text{опт}}}{2}$, то и тепловой поток, поступающий на трубы испарителя, тоже будет меньше в два раза, а при достижении условия $q(y) = \frac{q_{\text{опт}}(y)}{2} < q_{\text{кр}}^{\text{min}}$ система прекратит свое функционирование. Если, наоборот, расстояние между трубами будет большим, например, $2\Delta z_{\text{опт}}$, то грунт между трубами испарителя не будет до конца промерзать и его несущая способность снизится. Ввиду вышесказанного, рекомендуется выбирать шаг между трубами испарительной части таким образом, чтобы диапазон рабочей тепловой нагрузки на испаритель системы ТСГ находился в середине интервала между верхними и нижними критическими тепловыми нагрузками. Иными словами, подбирается такой шаг между трубами испарителя, при котором оптимальный тепловой поток будет равен: $q_{\text{опт}} = (q_{\text{кр}}^{\text{max}} + q_{\text{кр}}^{\text{min}})/2$. Таким образом, зная параметры верхних и нижних критических тепловых нагрузок, можно подобрать оптимальный шаг укладки испарителя, от которого будет зависеть эффективность функционирования системы ТСГ.

ВЫВОДЫ

1) Разработана физико-математическая модель функционирования систем температурной стабилизации многолетнемерзлых грунтов с горизонтальным испарителем, которая учитывает конструктивные особенности установки, температурные характеристики конденсаторной части, тепловые потоки на испарительную часть, а также тип хладагента, которым она заправлена.

2) Разработан алгоритм и создана рабочая программа, позволяющая проводить расчет внутренних характеристик двухфазного потока хладагента внутри системы температурной стабилизации грунтов с горизонтальным испарителем и определять температурный режим функционирования испарительной части.

3) Показана корректность физико-математической модели путем сравнения значений средних температур испарителя, рассчитанных по разработанной модели, со значениями, полученными при выполнении экспериментов на полномасштабном стенде системы типа ГЕТ для различных конструктивных решений.

4) Определены характеристики двухфазного потока хладагента по длине испарительной части при рабочих тепловых нагрузках, действующих на испаритель системы температурной стабилизации грунтов.

5) Определены границы применения системы температурной стабилизации грунтов с горизонтальным испарителем путем нахождения верхних и нижних критических нагрузок, ограничивающих ее функционирование.

6) Проведено сравнение функционирования систем ТСГ с горизонтальным испарителем, заправленной различными хладагентами, и определено, что оптимальным хладагентом для ее заправки является диоксид углерода.

7) Показан способ определения оптимального шага укладки между трубами испарителя, позволяющий найти наилучшее конструктивное решение системы ТСГ с горизонтальным испарителем и достичь равномерного распределения температуры в массивах ММГ для сохранения их в твердомерзлом состоянии.

ПУБЛИКАЦИИ ПО ТЕМЕ ДИССЕРТАЦИОННОЙ РАБОТЫ

В изданиях, входящих в международные базы данных:

1) *Anikin, G.V. Method of Stochastic Prediction of Soil Temperatures with GET Systems / G.V. Anikin, S.N. Plotnikov, K.A. Spasennikova, A.A. Ishkov // Soil Mechanics and Foundation Engineering. – 2017. – Vol. 54. – № 1. – p. 65-70. (WoS, Scopus)*

Аникин, Г.В. Метод стохастического прогнозирования нахождения температуры грунтов при анализе систем ГЕТ / Г.В. Аникин, К.А. Спасенникова, С.Н. Плотников, А.А. Ишков // Основания, фундаменты и механика грунтов. – 2017. – № 1. – С. 35-40. (МРБ из перечня ВАК)

2) *Melnikov, V.P. Maximum and Minimum Critical Thermal Loads Constraining the Operation of Thermosyphons with Horizontal Evaporator Tubes (HET) / V.P. Melnikov, G.V. Anikin, A.A. Ishkov, S.N. Plotnikov, K.A. Spasennikova // Earth's Cryosphere. – 2017. – Vol. XXI. – № 3. – p. 38-44. (Scopus)*

Мельников, В.П. Параметры верхних и нижних тепловых нагрузок, ограничивающих функционирование горизонтальной естественно действующей трубчатой системы / В.П. Мельников, Г.В. Аникин, А.А. Ишков, С.Н. Плотников, К.А. Спасенникова // Криосфера Земли. – 2017. – Т. XXI. – № 3. – С. 41-48. (МРБ из перечня ВАК)

3) *Anikin, G.V. Improving the Stochastic Forecasting Method of a Naturally-Acting Horizontal Tubular System / G.V. Anikin, K.A. Spasennikova, A.A. Ishkov, S.N. Plotnikov // Soil Mechanics and Foundation Engineering. – 2018. – Vol. 54. – № 6. – p. 414-419. (WoS, Scopus)*

Аникин, Г.В. Усовершенствование метода стохастического прогнозирования работы горизонтальной естественно-действующей трубчатой системы / Г.В. Аникин, К.А. Спасенникова, А.А. Ишков, С.Н. Плотников // Основания, фундаменты и механика грунтов. – 2017. – № 6. – С. 30-34. (МРБ из перечня ВАК)

4) *Ishkov, A.A. Horizontal Evaporator Tube (HET) Thermosyphons: Physical-Mathematical Modeling and Experimental Data, Compared / A.A. Ishkov, G.V. Anikin, G.M. Dolgikh, S.N. Okunev // Earth's Cryosphere. – 2018. – Vol. XXII. – № 5. – p. 51-56. (Scopus)*

Ишков, А.А. Сопоставление результатов физико-математического моделирования системы «ГЕТ» с экспериментальными данными / А.А. Ишков, Г.В. Аникин, Г.М. Долгих, С.Н. Окунев // Криосфера Земли, 2018, Т. XXII, №5, С.57-64. (МРБ из перечня ВАК)

Публикации в изданиях, рекомендованных ВАК РФ:

5) *Ишков, А.А.* Сравнение функционирования системы «ГЕТ», заправленной диоксидом углерода и аммиаком / А.А. Ишков, Г.В. Аникин // Нефтепромышленное дело. – 2019. – № 9 (609). – С. 69-75.

6) *Ишков, А.А.* Определение эффективности функционирования систем температурной стабилизации грунтов с горизонтальным испарителем, заправленных разными хладагентами / А.А. Ишков, А.А. Губарьков, Г.В. Аникин // Вестник Тюменского государственного университета. Физико-математическое моделирование. Нефть, газ, энергетика. – 2019. – Том 5. – № 4. – С. 37-57.

7) *Мельников, В.П.* Исследование двухфазных потоков диоксида углерода при охлаждении грунтов горизонтальной испарительной системой / В.П. Мельников, Г.В. Аникин, А.А. Ишков, И.Е. Андрианов // Криосфера Земли. – 2019. – Т. XXIII. – № 6. – С. 47-56.

Публикации в других изданиях:

8) *Ишков, А.А.* Использование метода Монте-Карло при расчете температурных полей под основанием резервуара с нефтью / А.А. Ишков, К.А. Спасенникова // Материалы Всероссийской научно-практической конференции с международным участием: «Научная и производственная деятельность – средство формирования среды обитания человечества». Отв. ред. М. Р. Садуртдинов, В. Ю. Хорошавин. – Тюмень, 2017. – С. 144-151.

9) *Ишков, А.А.* Применение сезонно-охлаждающих установок типа «ГЕТ» на вечномёрзлых грунтах / А.А. Ишков // Материалы XVIII конференции молодых специалистов, работающих в организациях, осуществляющих деятельность, связанную с использованием участков недр на территории Ханты-Мансийского округа-Югры. – Ханты-Мансийск, 2018. – С. 364-367.

10) *Аникин, Г.В.* Сравнение функционирования системы «ГЕТ», заправленной разными хладагентами / Г.В. Аникин, А.А. Ишков // Материалы Международной научно-практической конференции: «Современные технологии проектирования и строительства фундаментов на многолетнемерзлых грунтах». – Москва, 2018. – С. 56-59.

11) *Ишков, А.А.* Физико-математическое моделирование процессов, происходящих внутри системы температурной стабилизации грунтов типа «ГЕТ» / А.А. Ишков // Материалы Международной научно-практической конференции студентов, аспирантов и молодых ученых: «Новые технологии – нефтегазовому региону». – Тюмень, 2019. – С. 154-156.

Подписано в печать 19.03.2020. Тираж 120 экз.
Объем 1,0 уч.-изд. л. Формат 60×84/16. Заказ № 157.

Издательство Тюменского государственного университета
625003, г. Тюмень, ул. Семакова, 10.
Тел./факс: (3452) 59-74-81, 59-74-68
E-mail: izdatelstvo@utmn.ru