

ФЕДЕРАЛЬНОЕ ГОСУДАРСТВЕННОЕ АВТОНОМНОЕ
ОБРАЗОВАТЕЛЬНОЕ УЧРЕЖДЕНИЕ ВЫСШЕГО ОБРАЗОВАНИЯ
«НАЦИОНАЛЬНЫЙ ИССЛЕДОВАТЕЛЬСКИЙ ТОМСКИЙ
ПОЛИТЕХНИЧЕСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ»

На правах рукописи



Половников Вячеслав Юрьевич

**РАЗРАБОТКА НАУЧНЫХ ОСНОВ ТЕПЛОЙ ЗАЩИТЫ
СИСТЕМ ТРАНСПОРТИРОВКИ И ХРАНЕНИЯ
ЭНЕРГОНОСИТЕЛЕЙ**

01.04.14 – Теплофизика и теоретическая теплотехника

ДИССЕРТАЦИЯ

на соискание ученой степени
доктора технических наук

Научный консультант:
доктор физико-математических наук,
профессор Кузнецов Гений Владимирович

Томск – 2020

ОГЛАВЛЕНИЕ

ВВЕДЕНИЕ.....	7
ГЛАВА 1 ТЕПЛОВЛАГОПЕРЕНОС В КОНСТРУКЦИЯХ ТЕПЛОПРОВОДОВ ТЕПЛОВЫХ СЕТЕЙ	29
1.1 Современное состояние проблемы тепловлагопереноса в конструкциях теплопроводов тепловых сетей	29
1.1.1 Классификация и характеристики конструкций теплопроводов тепловых сетей	29
1.1.2 Подходы к исследованию тепловлагопереноса в конструкциях теплопроводов тепловых сетей	34
1.2 Тепловые потери канальных теплопроводов в условиях взаимодействия с влажным воздухом	41
1.3 Обобщенная постановка задачи теплопереноса в тепловой изоляции канальных теплопроводов, эксплуатируемых в условиях затопления	48
1.4 Анализ тепловых потерь канальных теплопроводов в условиях затопления	52
1.5 Анализ тепловых потерь канальных теплопроводов в условиях частичного затопления	56
1.6 Влияние условий теплообмена на внешнем контуре тепловой изоляции на тепловые потери канальных теплопроводов в условиях затопления	61
1.7 Тепловые потери канальных теплопроводов в условиях затопления с учетом нестационарности процесса насыщения тепловой изоляции влажностью	70
1.8 Влияние испарения влаги на тепловые потери канальных теплопроводов, эксплуатируемых в условиях затопления	78
1.9 Водопроницаемость волокнисто-пористых теплоизоляционных материалов	88
1.10 Оценка возможности разрушения тепловой изоляции теплопроводов, работающих в условиях периодического затопления	93

1.11 Экспериментальное определение тепловых потерь теплопроводов в условиях затопления	96
1.12 Режимы высыхания тепловой изоляции подземных теплопроводов тепловых сетей	100
1.12.1 Экспериментальное исследование сушки тепловой изоляции теплопроводов, эксплуатировавшихся в условиях затопления	101
1.12.2 Численный анализ сушки тепловой изоляции теплопроводов, эксплуатировавшихся в условиях затопления	105
ГЛАВА 2 ТЕПЛОПЕРЕНОС В КОНСТРУКЦИЯХ И ЗОНАХ РАЗМЕЩЕНИЯ БЕСКАНАЛЬНЫХ ТЕПЛОПРОВОДОВ ТЕПЛОВЫХ СЕТЕЙ	110
2.1 Современное состояние проблемы теплопереноса в конструкциях и зонах размещения бесканальных теплопроводов тепловых сетей	110
2.1.1 Общая характеристика и нормативная методика расчета тепловых потерь бесканальных теплопроводов тепловых сетей	110
2.1.2 Известные подходы к исследованию тепловых режимов бесканальных теплопроводов тепловых сетей	112
2.2 Влияние инженерных сооружений на тепловые потери бесканальных теплопроводов	119
2.3 Влияние снежного покрова и промерзания грунта на тепловые потери бесканальных теплопроводов	126
2.4 Влияние градиента температуры в грунте на тепловые потери бесканальных теплопроводов	132
2.5 Нестационарный теплоперенос в зонах размещения бесканальных теплопроводов тепловых сетей	140
2.6 Анализ достоверности результатов численного моделирования теплопереноса в конструкциях и зонах размещения бесканальных теплопроводов тепловых сетей	150

ГЛАВА 3 СОПРЯЖЕННЫЙ ТЕПЛОПЕРЕНОС В КОНСТРУКЦИЯХ И ЗОНАХ РАЗМЕЩЕНИЯ КАНАЛЬНЫХ ТЕПЛОПРОВОДОВ ТЕПЛОВЫХ СЕТЕЙ	153
3.1 Современное состояние проблемы сопряженного теплопереноса в конструкциях и зонах размещения канальных теплопроводов тепловых сетей	153
3.1.1 Характеристики и нормативный тепловой расчет подземных канальных теплопроводов	153
3.1.2 Подходы к решению задач о теплообмене подземных канальных теплопроводов с окружающим их грунтом	157
3.2 Тепловые режимы и тепловые потери однострубных канальных теплопроводов тепловых сетей	162
3.3 Влияние радиационного теплообмена в полости однострубного канального теплопровода на его тепловые потери	172
3.4 Оценка тепловых потерь подземных однострубных канальных теплопроводов в условиях деформации слоя тепловой изоляции	177
3.5 Оценка тепловых потерь подземных однострубных канальных теплопроводов в условиях разрушения слоя тепловой изоляции	186
3.6 Тепловые потери подземных однострубных канальных теплопроводов тепловых сетей в условиях затопления с учетом конвективного движения среды в полости канала	189
3.7 Тепловые потери подземных однострубных канальных теплопроводов тепловых сетей, эксплуатируемых без тепловой изоляции	193
3.8 Тепловые режимы и тепловые потери двухтрубных подземных канальных тепловых сетей	200
3.9 Влияние радиационного теплообмена в полости двухтрубного канального теплопровода на его тепловые потери	208
3.10 Тепловые потери двухтрубных подземных канальных теплопроводов тепловых сетей в условиях затопления с учетом конвективного движения среды в полости канала	214

3.11 Влияние вида конструкции подземной канальной тепловой сети на ее тепловые режимы и тепловые потери	221
3.12 Анализ достоверности результатов численного моделирования сопряженного теплопереноса в конструкциях и зонах размещения канальных теплопроводов тепловых сетей	230
ГЛАВА 4 ТЕПЛОМАССОПЕРЕНОС В АТМОСФЕРНОЙ НИЗКОТЕМПЕРАТУРНОЙ ИЗОЛЯЦИИ	233
4.1 Методы тепловлажностного расчёта резервуаров для хранения криожидкостей	233
4.2 Постановка задачи тепловлагодпереноса в низкотемпературной тепловой изоляции с учетом фазовых переходов и взаимодействия с окружающей средой	238
4.3 Влияние конденсации влаги из влажного воздуха на теплопритоки через ограждающие конструкции резервуаров для хранения криожидкостей в условиях реальной эксплуатации	245
4.4 Влияние промерзания влажной изоляции ограждающих конструкций резервуаров для хранения криожидкостей на масштабы теплопритоков ...	249
4.5 Анализ масштабов теплопритоков через ограждающие конструкции резервуаров для хранения криожидкостей в условиях миграции влаги к фронту промерзания влажной теплоизоляции	256
4.6 Анализ возможности разрушения изоляции низкотемпературных трубопроводов	263
ГЛАВА 5 ТЕПЛОВЫЕ РЕЖИМЫ РЕЗЕРВУАРОВ ДЛЯ ХРАНЕНИЯ ЭНЕРГОНОСИТЕЛЕЙ	271
5.1 Современное состояние проблемы анализа тепловых режимов резервуаров для хранения энергоносителей	271
5.1.1 Энергосбережение в мазутных хозяйствах и их нормативный тепловой расчет	271
5.1.2 Основные характеристики и нормативный тепловой расчет резервуаров для хранения сжиженных природных газов	277

5.2 Тепловые потери резервуаров для хранения топлив в условиях взаимодействия с окружающей средой	281
5.3 Нестационарный теплоперенос в системе «резервуар для хранения топлива – окружающая среда»	292
5.4 Анализ влияния наличия инженерных сооружений в зоне размещения резервуаров для хранения топлив ТЭС и котельных на интенсификацию их тепловых потерь	297
5.5 Влияние оттаивания грунта в зоне размещения резервуаров для хранения топлив на интенсификацию их тепловых потерь	308
5.6 Тепловые режимы подземного хранилища сжиженного природного газа с учетом сезонного размораживания грунта в зоне его размещения	319
5.7 Влияние инженерных сооружений на тепловые потери подземных хранилищ сжиженного природного газа	323
5.8 Влияние локального пожара в зоне размещения надземного резервуара для хранения сжиженных природных газов на его тепловые режимы	331
ЗАКЛЮЧЕНИЕ	340
СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ	344
ПРИЛОЖЕНИЕ А Свидетельства о регистрации программ для ЭВМ	373
ПРИЛОЖЕНИЕ Б Справки и акты внедрения научных результатов диссертационной работы	382

ВВЕДЕНИЕ

Энергетическая стратегия и программы повышения энергоэффективности промышленности и сельского хозяйства регионов РФ тесно связаны с энергосбережением в различных отраслях. Одной из них является энергоснабжение [1].

Системы транспортировки и хранения энергоносителей могут стать источником значительной экономии ресурсов за счет снижения уровня тепловых потерь. Существенно снизить масштабы потерь тепловой энергии при транспортировке и хранении можно только используя современные научно-обоснованные подходы к энергосберегающим мероприятиям в этих системах [2–4].

В диссертации приведены результаты как теоретических (в основном), так и экспериментальных исследований, иллюстрирующие не только перспективность, но и возможность более детального рассмотрения основных теплофизических процессов, протекающих в зонах размещения и тепловой изоляции систем транспортировки и хранения энергоносителей.

Содержание диссертации направлено на обоснование возможности выхода на новый, более высокий уровень оценок потенциала энергосбережения при транспорте и хранении энергоносителей за счет использования методов математического моделирования сложных тепло- и массообменных процессов, протекающих в изоляционных конструкциях теплопроводов и хранилищ энергоносителей и окружающей их среде. В частности, на достаточно типичных примерах показано, что перспективным для практики является, на современном этапе борьбы за энергоэффективность в производстве и социальной сфере, переход от очень простых (балансовых) моделей при оценке тепловых потерь к математическим моделям в виде систем нестационарных нелинейных дифференциальных уравнений, обеспечивающим не только более надежный прогноз потерь тепловой энергии при ее транспорте и хранении, но также и

базу для поиска новых технических и технологических решений по снижению этих потерь [5].

Исследования большой группы авторов показывают (и это подтверждено при обзоре их работ в диссертации), что высокая степень детализации основных физических процессов даже для таких относительно простых систем как тепло- и холодопроводы, хранилища топлив и сжиженных природных газов (и процессов тепло- и массопереноса в них) может создать объективные предпосылки для повышения энергоэффективности работы технологических устройств и систем, предназначенных для производства, транспорта, распределения и использования теплоты и холода.

Учет комплекса основных взаимосвязанных факторов и процессов, оказывающих существенное влияние на уровень тепловых потерь [5], позволит на стадии проектирования или реконструкции систем транспортировки и хранения энергоносителей минимизировать потери тепловой энергии и продолжительности переходных процессов, и, следовательно, заметно повысить энергоэффективность рассматриваемых объектов.

Энергетическая характеристика сетей теплоснабжения по величине тепловых потерь является важным экономическим показателем, предметом заинтересованности всех участников взаиморасчетов при выработке и потреблении энергии [1].

Транспортные тепловые потери являются, с одной стороны, важным показателем работы теплопроводов, характеризующим эффективность расходования природных ресурсов и степень воздействия на окружающую среду, а с другой, указывают на техническое состояние самих теплопроводов [1].

Из-за большой погрешности измерений транспортные потери тепла не могут быть определены просто как разность между теплом, отпущенным источником теплоснабжения, и тепловой энергией, потребленной всеми

абонентами [1]. Относительная погрешность отпуска тепла у поставщика (ТЭЦ, котельные) составляет 5 %, а расхода тепла при измерениях на абонентских вводах стандартными микропроцессорными приборами превышает 8 % [2]. В таких условиях относительная погрешность определения транспортных потерь тепла составляет 60 % и более [1].

Поэтому, несмотря на данные, полученные с помощью приборов учета тепла, фактические тепловые потери при транспортировке теплоносителя [1] должны определяться по результатам измерений или испытаний.

Известно, что тепловые потери в сети централизованного теплоснабжения, вызванные в первую очередь неудовлетворительным состоянием изоляции [3–5], составляют до 30–40 % всего транспортируемого тепла [4], а по некоторым данным они в 5–9 раз превышают нормативные [5].

В работах по экспериментальному определению транспортных потерь тепла рассматривается только один метод измерений, в основу которого положено уменьшение температуры теплоносителя [6]. Его развитие отражается в отраслевых методических указаниях [7], а другие методы экспериментального определения тепловых потерь [8–12] не нашли широкого применения в практике испытаний тепловых сетей.

Актуальность анализа тепловых режимов теплопроводов и определения транспортных потерь тепла в сетях теплоснабжения, работающих как в штатных, так и в нештатных условиях, вызвана следующим [1]:

возрастанием требований к эффективности теплоснабжения [13–16];
нарастающей конкуренцией со стороны альтернативных, децентрализованных способов обеспечения теплом [4, 17];

усилением роли приборного учета потребления тепла и теплоносителя у абонентов [2, 10];

необходимостью диагностики технического состояния теплопроводов и проведения работ по повышению надежности системы теплоснабжения [13].

Причины, приводящие к увеличению тепловых потерь теплопроводов, делятся на две основные группы [5]:

эксплуатация теплопроводов с увлажненной тепловой изоляцией (в предельном случае – в условиях затопления), связанной с большой водопроницаемостью железобетонных элементов каналов из-за негерметичной заделки стыков стенок и перекрытий [4, 18] и утечками воды, прорывами трубопроводов, а также авариями в системах водоснабжения и водоудаления [13, 19, 20], неизбежно приводящими к увлажнению теплоизоляционного слоя;

работа теплопроводов в условиях морального и физического старения тепловой изоляции, связанная с тем, что большинство эксплуатируемых в настоящее время теплотрасс были спроектированы и введены в эксплуатацию несколько десятков лет назад [3].

Защита каналов сборной конструкции от проникновения грунтовых и поверхностных вод представляет значительные трудности. Надежность и эффективность действия гидроизоляции подземных сооружений всецело зависят от качества выполнения изоляционных покрытий и соблюдения технических правил [21].

Водонепроницаемость сборных конструкций может быть надежно осуществлена только при условии полной герметизации многочисленных швов между элементами конструкции. Причиной проникновения воды внутрь каналов также часто служит наличие отверстий в стенах (в местах примыкания каналов). Высокий уровень стояния грунтовых вод приводит к затоплению каналов, особенно тех, в которых нет устройств отвода воды [21].

При пребывании теплопроводов в условиях увлажнения изоляции изменяются механизмы теплообмена теплопроводов с окружающей средой, а влагосодержание тепловой изоляции становится равным максимальному значению, характерному для данного теплоизоляционного материала [22].

Перенос влаги в теплоизоляции, работающей в условиях контакта с агрессивной средой, во многом определяет интенсивность коррозионных процессов в конструкциях изолируемого оборудования и деструкцию теплоизоляции [3, 18]. Тем самым тепло- и влагообменные процессы в них являются одними из основных факторов, определяющих долговечность не только теплоизоляционных конструкций, но и изолируемого оборудования.

В случае старения изоляции рост тепловых потерь объясняется не только техническими и экономическими причинами, но и организационными, к которым относятся некомпетентность персонала [23] обслуживающего системы транспортировки тепла, отсутствие анализа причин возрастания теплопотерь [24], необходимость усовершенствования регламентирующей базы [25], внедрение новых нормативных актов и подходов к организации строительства тепловых сетей [26], а также отсутствие постоянного ужесточения нормативов по тепловой защите систем транспортировки тепла [27].

По этим причинам проблеме энергосбережения при транспортировке теплоносителей уделяется особое внимание [14–16, 28–34]. При этом круг основных направлений энергосберегающих технологий лимитирован использованием перспективных теплоизоляционных материалов [35], а также выносом тепловых сетей из неблагоприятных зон и перекладка их в надземном исполнении [31, 34, 36].

Ограниченность энергосберегающих мероприятий в системах теплоснабжения объясняется не только отсутствием нормативной базы, но и в большей степени проблемами, связанными с проектированием энергоэффективных теплопроводов, поскольку до настоящего времени не разработана единая методика создания энергосберегающих систем транспортировки тепловой энергии, учитывающая реальные механизмы взаимодействия теплотрубопроводов с окружающей средой [5].

Для повышения теплозащитных свойств и обеспечения долговечности изоляции теплопроводов, работающих в условиях интенсивных

тепловлажностных воздействий окружающей среды, необходимо располагать расчетными методами оценки интенсивности процессов совместного тепло- и влагообмена и их влияния на теплозащитные свойства теплоизоляционных конструкций теплопроводов [37]. В большинстве случаев не удастся использовать для этих целей методы строительной теплофизики, применяемые для расчета тепловлагообмена в ограждающих конструкциях зданий [38], поскольку температурно-влажностные условия эксплуатации теплоизоляционных конструкций теплопроводов существенно отличаются от условий эксплуатации теплоизоляции в ограждениях зданий. Известно [37], что разности температур, при которых работают теплопроводы сетей теплоснабжения, составляют около 100–200 градусов, а для теплоизоляции ограждений зданий эти разности редко превышают 50 градусов. В работах отечественных [39, 40] и зарубежных авторов [41, 42], посвященных промышленной изоляции, процессы совместного тепло- и влагообмена и их влияние на теплозащитные свойства теплоизоляции рассматриваются в основном поверхностно.

В отличие от норм и правил строительной теплотехники [43], где для определения требуемых термических сопротивлений ограждающих конструкций зданий, коэффициенты теплопроводности материалов, применяемых в этих конструкциях, рекомендуется принимать с учетом влажностных воздействий окружающей среды, в нормативных документах по проектированию промышленной изоляции [44] рекомендации по оценке влияния влажности на теплопроводность теплоизоляционных материалов отсутствуют, хотя известны работы [5, 20, 37] в которых обоснована необходимость учета этого фактора.

В нормативных документах, например [44], не предусмотрена возможность анализа теплообмена подземных теплопроводов тепловых сетей (канальных или бесканальных) с окружающим их грунтом или инженерными сооружениями, находящимися в зоне их влияния. Отсутствует возможность оценки влияния фазовых переходов в грунте, изменения его

теплофизических характеристик при промерзании и оттаивании, наличия дополнительных термических сопротивлений и другие. При исследовании работы подземных канальных теплопроводов из рассмотрения исключается теплообмен в полости канала, а коэффициенты теплоотдачи в канальном пространстве определяются по разработанным более 60 лет назад рекомендациям [44]. Такое приближение не всегда является адекватным, поскольку каждому из многочисленных возможных вариантов условий теплопереноса в полости канала теплопровода соответствует свое критериальное уравнение для определения коэффициента теплоотдачи. Кроме того реальная практика эксплуатации теплопроводов показывает, что распределения температур в полости канала играет заметную роль в формировании тепловых режимов рассматриваемых систем.

Теплопроводы тепловых сетей делятся на подземные и надземные. Причем преимущественным видом прокладки в РФ является подземный вариант [45, 46]. Тепловой и влажностный расчет надземных тепловых сетей не связан с какими-либо существенными трудностями и описан в [44–47]. Анализ режимов работы подземных тепловых сетей сопряжен с большими трудностями, обусловленными необходимостью учета большого количества факторов и процессов, влияющих на интенсификацию процессов переноса (фазовые переходы в конструкциях и зонах размещения теплопроводов в условиях увлажнения изоляции или грунта, изменение теплофизических свойств грунта в процессе эксплуатации и многие другие). По этим причинам в диссертации рассматриваются только подземные теплопроводы различных вариантов исполнения.

Широкое использование низких температур в различных отраслях промышленности и сельского хозяйства требует серьезного усовершенствования теплоизоляции, защищающей холодную аппаратуру от притока тепла из окружающей среды. Это требование было удовлетворено в результате разработки и внедрения в промышленность новых эффективных видов изоляции с использованием вакуума [48], позволивших снизить потери

сжиженных газов от испарения при хранении и транспортировании в пятьдесят и более раз [49].

Требования к эффективности теплоизоляции низкотемпературного оборудования возрастают по мере понижения температуры, так как при этом, с одной стороны, увеличивается теплоприток через изоляцию, т. е. потери холода и, с другой стороны, резко возрастает стоимость потерь холода.

Кроме того, теплота парообразования различных жидкостей, отнесенная к единице объема, тем меньше, чем ниже их температуры кипения. Следовательно, небольшое количество тепла вызывает испарение сравнительно большого количества сжиженного газа с низкой температурой кипения [40]. Отсюда ясно, почему к теплоизоляции для низких температур предъявляются особенно высокие требования по уменьшению тепловых потоков через нее.

По тепловой изоляции, применяемой в теплотехнике (область температур выше 300 К) и технике умеренного холода (область температур 150-300 К), в России и за рубежом опубликовано большое число монографий и справочников [40, 50, 51]. Однако работ, посвященных тепловой изоляции для техники глубокого охлаждения (область температур ниже 150 К), крайне мало. Опубликованные в периодической литературе многочисленные работы по низкотемпературной изоляции нашли лишь частичное освещение в монографиях по технике низких температур [52, 53].

Несмотря на широкое распространение холодильной техники [51–53] и развитую теорию процессов теплообмена в низкотемпературной изоляции [40, 48] действующие в настоящее время правила по проектированию резервуаров для хранения криожидкостей [40, 48, 49, 54] не учитывают многих особенностей тепломассообмена реализующихся в рассматриваемых объектах. К этим особенностям относятся нестационарность процессов тепломассопереноса, наличие влагообмена с окружающей средой, возможное промерзание слоя тепловой изоляции, его разрушение и др.

Известные работы по процессам влагопереноса в низкотемпературной изоляции, например [38, 55, 56] базируются на упрощённом аналитическом описании процессов массопереноса в рассматриваемых системах, а описываемые в [55] математические модели в определённой мере далеки от реальных процессов тепломассопереноса, реализующихся в холодильной изоляции. Снижение теплозащитных характеристик низкотемпературной изоляции при наличии увлажнения в процессе эксплуатации в [55] учитывается введением поправочного коэффициента, а возможное промерзание тепловой защиты резервуаров для хранения криожидкостей не учитывается вовсе.

Энергетическая стратегия России [57] предусматривает диверсификацию товарной структуры экспорта энергоносителей за счет увеличения в экспорте доли энергетических продуктов с высокой добавленной стоимостью, таких как, сжиженный природный газ.

В настоящее время, сжиженные газы получили широкое распространение как источники газоснабжения городов и населенных пунктов Российской Федерации, удаленных от магистральных газопроводов.

Широкое распространение получили подземные хранилища сжиженного природного газа [58]. Однако подземный способ хранения особо выделяется по актуальности нерешенных задач и необходимости научных исследований. Основной проблемой является исследование тепловых режимов подземных хранилищ, на основании которого осуществляется подбор технологического оборудования и разработка конструкций подземных емкостей.

Анализ передачи тепла к хранилищу позволяет получить сведения об испарении хранимых продуктов в зависимости от времени, которое необходимо для определения технологических характеристик оборудования и систем поддержания режимов хранения, а также сведения о распределении температур в резервуаре в различные периоды времени - для определения термических напряжений в стенках хранилищ. Под подземным хранилищем

подразумевается один или несколько подземных резервуаров оборудованных для закачки, хранения и выдачи жидкостей или газов.

Стоит отметить, что в настоящее время не существуют единой методики анализа тепловых режимов работы подземных хранилищ сжиженного газа, описывающей реальные физические процессы, протекающие в низкотемпературных резервуарах и механизмы их взаимодействия с окружающей средой (сезонное размораживание грунта, периодическая эксплуатации криогенных сооружений, наличие дополнительных термических сопротивлений в зонах размещения резервуаров и многие другие). Таким образом, разработка подходов к анализу тепловых режимов и оценке теплопритоков к криогенным сооружениям различного назначения, приобретают особую актуальность.

Еще одними из типичных для РФ объектами хранения энергии являются резервуары для хранения топлив ТЭС и котельных.

Известно, что свыше 30% добываемой нефти в процессе ее переработки переходит в топочный мазут, основными потребителями которого являются электростанции и котельные. Прогноз Института систем энергетики СО РАН устанавливает вероятный уровень годового потребления мазута в количестве 30 миллионов тонн условного топлива [59]. Согласно проектам энергетической стратегии России [57] в XXI веке даже в случае самых жестких ограничений добыча нефти к 2030 году будет на уровне 240 миллионов тонн.

Более мягкие сценарные варианты развития топливно-энергетического комплекса России предусматривают увеличение добычи нефти в стране в 2030 г. до 600 млн. т/год. Прогноз структуры топливно-энергетического баланса России показывает, что нефть и газ останутся доминирующими энергоносителями, при сжигании которых в 2030 г. будет производиться 70% энергии. При этом будет происходить изменение структуры топливно-энергетического баланса с постоянным вытеснением нефти и газа и увеличением доли угля и ядерного топлива. И даже, несмотря на

значительные объемы экспорта нефти и нефтепродуктов, значительная часть электростанций и котельных России будет еще, как минимум, несколько десятилетий работать на жидком органическом топливе. При этом следует помнить о том, что большое число электростанций и крупных котельных используют мазут в качестве основного топлива, на всех электростанциях и котельных, работающих на газовом топливе, имеются резервные мазутные хозяйства, а электростанции и котельные, работающие на угле, часто используют мазут для растопки и подсвечивания факела.

Несмотря на эти обстоятельства, к настоящему времени сложилась ситуация, когда в стране практически нет публикаций, посвященных разработкам в области методов расчета и проектирования мазутных хозяйств. Одной из главных причин является начавшееся с 70-х годов масштабное строительство электростанций и крупных котельных, работающих на газе. Одновременно шел не менее масштабный процесс перевода действующих электростанций и котельных на газовое топливо. Очевидной причиной этому является также сложившаяся в те годы практика планирования поставок топлива и регулирования цен на него.

Энергосбережение при эксплуатации мазутных хозяйств тепловых электрических станций и котельных актуально в настоящее время и в перспективе. Основная проблема при эксплуатации мазутных хозяйств – это значительные затраты энергии на подогрев при хранении мазута и при подготовке его к сжиганию. Затраты на эксплуатацию и содержание мазутного хозяйства превышают затраты по сравнению с газом и углем более чем на 9 % от нагрузки котла [59]. Необходимость энергосбережения и экономии топлива при использовании мазута в теплоэнергетике оправдана уже только одним фактом быстрого роста цен на мазут (нефть) на мировом и внутреннем рынках. Применение мазута в качестве основного и резервного топлива требует поиска эффективных способов энергосбережения в мазутных хозяйствах [60].

Действующая на сегодняшний день методика [61] проектирования и расчета резервуаров для хранения топлив ТЭС и котельных не в полной мере отражает все протекающие процессы и особенности теплопереноса в конструкциях и зонах размещения резервуаров.

Основным направлением повышения энергоэффективности мазутных хозяйств ТЭС и котельных является снижение затрат энергии на собственные нужды за счет организации оптимальных режимов функционирования резервуаров для хранения топлив. Решение этой задачи возможно только путем детализированного моделирования процессов теплопереноса в объеме и зонах размещения резервуаров с учетом всех основных значимых факторов и процессов, влияющих на интенсификацию процессов переноса при эксплуатации резервуаров для хранения топлив. В настоящее время проектирование и анализ работы резервуаров для хранения топлив ТЭС и котельных основаны на упрощенных аналитических соотношениях, не учитывающих многих особенностей теплопереноса реализующихся в рассматриваемых системах. К этим особенностям относятся наличие теплообмена между резервуаром и грунтом в зоне размещения, сезонное промерзание и оттаивание грунта, снижение теплозащитных характеристик тепловой изоляции при длительной эксплуатации и другие. Следует также отметить, что в имеющихся публикациях по рассматриваемой проблеме обсуждаются только вопросы разработки энергоэффективных технологических схем подготовки и подогрева топлива, а также возможность и опыт применения различных присадок [59, 60].

Актуальность темы исследования: заключается в том, что реализация и развитие многих перспективных энергосберегающих технологий основаны на современных научных знаниях о закономерностях и механизмах, доминирующих процессах тепломассопереноса и фазовых превращений в тепловой защите различного оборудования и устройств. К этим технологиям можно отнести: энергосберегающие технологии в энергетике, строительстве, тепло- и холодоснабжении, пищевой

промышленности, био- и медицинских приложениях, долговременном хранении топлив, производстве сжиженных газов и др. Потребность во всех этих технологиях, в первую очередь, обусловлена приоритетными направлениями развития, принятыми Правительствами многих государств, в том числе и России. Каждая из этих технологий представляет самостоятельную сложную задачу, но физические процессы, лежащие в их основе, близки.

С точки зрения формирования новых и развития существующих направлений в области прогнозирования тепловых режимов и тепловых потерь энергосберегающих систем транспортировки и хранения энергоносителей актуальность работы заключается в том, что в ней обобщены основные элементы (физические модели, прогностические математические модели, методы решения задач, теоретические следствия) теории тепло- и массопереноса в конструкциях и зонах размещения энергосберегающих систем транспортировки и хранения энергоносителей и научные основы методик расчета и оценки их тепловых потерь и тепловых режимов.

Степень разработанности: в настоящее время имеется достаточно большая база данных в технической литературе по энергосберегающим технологиям в энергетике. Однако, применительно к системам транспортировки и хранения энергоносителей, они ограничиваются предложениями по применению новых видов теплозащитных конструкций и изменению вариантов размещения элементов рассматриваемых систем, например, перенос тепловых сетей из подземного исполнения в надземное. Проектирование и анализ работы систем транспортировки и хранения энергоносителей основаны на упрощенных аналитических соотношениях [7, 43, 44, 47, 54, 61], не учитывающих многих особенностей теплопереноса реализующихся в рассматриваемых системах.

В диссертации обобщены основные закономерности теплопереноса в конструкциях и зонах размещения энергосберегающих

систем транспортировки и хранения энергоносителей с учетом всех основных факторов и процессов, приводящих к интенсификации процессов переноса, сгруппированы физические и прогностические математические модели для описания этих процессов, установлены интегральные характеристики и влияние на последние основных параметров рассматриваемых систем (температура энергоносителя, температура и влажность окружающей среды, теплофизические характеристики конструкций, материалов и грунтов в местах размещения элементов рассматриваемых систем, влияние определяющих механизмов тепломассопереноса и многие другие).

Данные о процессах тепломассопереноса в зонах размещения и тепловой изоляции энергосберегающих систем транспортировки и хранения энергоносителей, полученные в настоящей работе, являются необходимыми для создания научных основ методик расчета и оценки их тепловых потерь и тепловых режимов.

В настоящее время тематика работ, направленных на разработку новых подходов к проектированию и методам теплового расчета энергосберегающих систем транспортировки и хранения энергоносителей, относится к критическим технологиям РФ-26 – Технологии создания энергосберегающих систем транспортировки, распределения и использования энергии, приоритетным направлениям развития науки, технологий и техники в РФ-8 – Энергоэффективность, энергосбережение, ядерная энергетика и входит в перечень приоритетных направлений модернизации и технологического развития экономики РФ-1 – Энергоэффективность и энергосбережение, в том числе вопросы разработки новых видов топлива.

Цель – решение научной проблемы тепловой защиты систем транспортировки и хранения энергоносителей с разработкой нового подхода к моделированию тепловых режимов и методик анализа их тепловых потерь.

Основные задачи для достижения сформулированной цели:

1. Разработать новый подход к анализу тепломассопереноса в тепловой защите систем транспортировки и хранения энергоносителей (тепло- и холодопроводы, хранилища топлив и СПГ) заключающийся в использовании моделей математической физики и учете основных факторов и процессов, влияющих на интенсификацию процессов переноса в рассматриваемых системах.

2. Провести анализ влияния основных значимых факторов и процессов на интенсификацию тепломассопереноса в тепловой защите систем транспортировки и хранения энергоносителей.

3. Разработать комплексные методики численного анализа тепловых режимов и тепловых потерь систем транспортировки и хранения энергоносителей, эксплуатируемых в условиях увлажнения тепловой изоляции с учетом нестационарности процессов тепломассопереноса, фазовых переходов и взаимодействия с окружающей средой.

4. Усовершенствовать методики оценки тепловых потерь элементов теплопроводов тепловых сетей, учитывающие полный спектр возможных условий эксплуатации и факторов, приводящих к росту тепловых потерь (наличие конвективного движения среды в полостях каналов теплопроводов, нестационарность процессов переноса, дефекты теплозащитных покрытий, наличие дополнительных термических сопротивлений, взаимодействие с окружающей средой).

5. Усовершенствовать методики численного анализа тепловых потерь резервуаров для хранения топлив и СПГ с учетом взаимодействия с окружающей средой.

6. Провести экспериментальные исследования тепловых потерь теплопроводов в условиях увлажнения изоляции и коэффициентов водопроницаемости ряда современных теплоизоляционных материалов.

7. Разработать рекомендации по совершенствованию методик анализа тепловых режимов тепловой защиты систем транспортировки и хранения энергоносителей.

Научная новизна:

1. Разработан новый подход к анализу тепломассопереноса в тепловой защите систем транспортировки и хранения энергоносителей заключающийся в использовании моделей математической физики и учете основных факторов и процессов, влияющих на интенсификацию процессов переноса в рассматриваемых системах.

2. Выполнен анализ влияния основных значимых факторов и процессов на интенсификацию тепломассопереноса в тепловой защите систем транспортировки и хранения энергоносителей.

3. Разработаны новые методики анализа тепловых режимов тепловой защиты систем транспортировки и хранения энергоносителей (тепловых потерь теплопроводов и резервуаров для хранения СПГ, эксплуатируемых в условиях увлажнения тепловой изоляции; тепловых потерь канальных и бесканальных теплопроводов; потерь тепла резервуаров для хранения топлив и СПГ; усталостных напряжений, возникающих в структуре тепловой и низкотемпературной изоляции) с учетом основных факторов и процессов, приводящих к интенсификации тепломассопереноса в рассматриваемых системах.

4. Впервые проведены экспериментальные исследования тепловых потерь теплопроводов в условиях увлажнения изоляции и ее последующей сушки, коэффициентов водопроницаемости ряда теплоизоляционных материалов.

Теоретическая и практическая значимость работы:

Практическая значимость результатов исследований, представленных в диссертации, заключается в том, что они позволяют, в первую очередь, на существенно более высоком уровне проводить опытно-конструкторские работы в сфере энергосберегающих технологий при проектировании,

реконструкции или модернизации систем транспортировки и хранения энергоносителей. В диссертации проведено научное обоснование возможности минимизации тепловых потерь и продолжительности переходных процессов тепло- и массопереноса в условиях реальной эксплуатации энергосберегающих систем транспортировки и хранения энергоносителей.

Теоретическая значимость работы заключается в том, что предлагается новый подход к исследованию тепловых режимов систем транспортировки и хранения энергоносителей, основанный на прогностических математических моделях тепломассопереноса в условиях фазовых превращений, учитывающий влияние основных определяющих процессов и факторов, приводящих к росту потерь тепловой энергии.

Методы исследования.

При проведении численного моделирования взаимосвязанных процессов сопряженного тепломассопереноса с учетом фазовых переходов и взаимодействия с окружающей средой использованы методы решения дифференциальных уравнений в частных производных (конечных элементов; конечных разностей, локально-одномерный, переменных направлений, прогонки, итераций, ловли фронта в узел пространственной сетки). Алгоритмы решения систем нелинейных нестационарных дифференциальных уравнений в частных производных с начальными и граничными условиями реализованы с использованием неравномерных пространственных разностных сеток и процедуры проверки закона сохранения энергии в области решения задачи на каждом шаге по времени.

Программная реализация алгоритмов численного решения краевых задач выполнена в пакете математического моделирования MATLAB с использованием разработанных оригинальных программных кодов и приложения Partial Differential Equation Toolbox for MATLAB. Также использовались открытые и коммерческие пакеты для численного

моделирования физических процессов – OpenFOAM, COMSOL Multiphysics и ANSYS Fluent для верификации оригинальных программных кодов.

Экспериментальные исследования выполнены с использованием оригинальных лабораторных стендов, созданных в Томском политехническом университете.

На защиту выносятся:

1. Новый подход к анализу тепломассопереноса в тепловой защите систем транспортировки и хранения энергоносителей (тепло- и холодопроводы, хранилища топлив и СПГ) заключающийся в использовании моделей математической физики и учете основных факторов и процессов, влияющих на интенсификацию процессов переноса в рассматриваемых системах.

2. Результаты анализа влияния основных значимых факторов и процессов на интенсификацию тепломассопереноса в тепловой защите систем транспортировки и хранения энергоносителей.

3. Комплексные методики численного анализа тепловых режимов и тепловых потерь систем транспортировки и хранения энергоносителей, эксплуатируемых в условиях увлажнения тепловой изоляции с учетом нестационарности процессов тепломассопереноса, фазовых переходов и взаимодействия с окружающей средой.

4. Методики оценки тепловых потерь элементов теплопроводов тепловых сетей, учитывающие полный спектр возможных условий эксплуатации и факторов, приводящих к росту тепловых потерь (наличие конвективного движения среды в полостях каналов теплопроводов, нестационарность процессов переноса, дефекты теплозащитных покрытий, наличие дополнительных термических сопротивлений, взаимодействие с окружающей средой).

5. Методики численного анализа тепловых потерь резервуаров для хранения топлив и СПГ с учетом взаимодействия с окружающей средой.

6. Результаты экспериментального исследования тепловых потерь теплопроводов в условиях увлажнения изоляции и коэффициентов водопроницаемости ряда современных теплоизоляционных материалов.

Достоверность основных положений и выводов

Численное моделирование процессов тепломассопереноса выполнено при оптимальных значениях параметров разностной сетки и шага интегрирования по времени. Оценка достоверности результатов работы проводилась тестированием на примере задач тепломассопереноса использовавшихся численных методов и элементов разработанных алгоритмов решения краевых задач тепломассопереноса, проверкой консервативности разностных схем, сопоставлением с известными экспериментальными данными, в предельных случаях – с результатами математического моделирования других авторов.

При проведении экспериментальных исследований использовались современные методы обработки полученных данных с применением метрологически аттестованной контрольно-измерительной аппаратуры.

Работа выполнена при финансовой поддержке:

1. РФФИ и Администрация Томской области, проект № 05-02-98006 конкурс р_обь_а «Математическое моделирование процессов теплопереноса в объектах теплоснабжения с учетом взаимодействия с окружающей средой», 2005-2007.

2. РФФИ, проект № 08-08-00143-а «Создание теоретических основ прогнозирования тепловых режимов теплотрубопроводов с учетом полного комплекса физических и химических процессов, протекающих в слое изоляции трубопроводов и в каналах тепловых сетей», 2008-2010.

3. ФЦП «Научные и научно-педагогические кадры инновационной России» на 2009–2013 годы, мероприятие 1.2.2 Программы, ГК № П 1445 от 03.09.09. «Разработка теоретических основ создания энергосберегающих систем транспортировки тепла», 2009-2011.

4. РФФИ, проект № 10-08-16038-моб_з_рос «Участие в пятой Российской национальной конференции по теплообмену», 2010.

5. Грант Президента РФ, проект № МК-1284.2011.8 «Исследование тепловлажностных режимов систем транспортировки тепла с учетом фазовых переходов и взаимодействия с окружающей средой», 2011-2012.

6. РФФИ, проект № 12-08-00201-а «Математическое моделирование тепломассопереноса в тепловой защите систем холодоснабжения с учетом фазовых переходов и взаимодействия с окружающей средой», 2012-2014.

7. РФФИ, проект № 12-08-09285-моб_з Научный проект «Численное моделирование тепловых режимов систем транспортировки тепла» для представления на научном мероприятии «14-й Минский международный форум по тепломассообмену», 2012.

8. Грант Президента РФ, проект № МК-1652.2013.8 «Разработка теоретических основ прогнозирования тепловых режимов энергосберегающих систем транспортировки тепла в условиях реальной эксплуатации», 2013-2014.

9. РФФИ, проект № 16-08-00229-а «Математическое моделирование тепломассопереноса в теплозащитных конструкциях систем транспортировки тепловой энергии в аварийных режимах эксплуатации», 2016-2017.

10. РФФИ, проект № 18-48-700008 р_а «Разработка энергосберегающих технологий применения тонкопленочных теплоизоляционных покрытий для систем теплоснабжения с учетом особенностей эксплуатации энергетических объектов в Томской области», 2018-2020.

11. РФФИ, проект № 19-18-00001-д «Процессы тепло- и массопереноса в конструкциях и зонах размещения подземных тепловых сетей», 2019.

Апробация результатов исследования.

Основные положения и результаты диссертации докладывались и обсуждались на IV, V, VI и VII Российских национальных конференциях по теплообмену, г. Москва (2006 г., 2010 г., 2014 г., 2018 г.); VI, XIV, XV Минских международных форумах по тепломассообмену, г. Минск, Беларусь

(2008 г., 2012 г., 2016 г.); XXVIII, XXIX, XXXI, XXXIII и XXXIV Сибирских теплофизических семинарах, г. Новосибирск (2005 г., 2010 г., 2014 г., 2017 г., 2018 г.); Международных конференциях «Актуальные вопросы теплофизики и физической гидрогазодинамики», г. Алушта, Украина, (2012 г., 2013 г.); Всероссийских научных конференциях «Теплофизические основы энергетических технологий», г. Томск (2009 г. – 2016 г.) и ряде других международных, всероссийских и региональных форумах, конференциях и семинарах.

Диссертация соответствует паспорту специальности 01.04.14 «Теплофизика и теоретическая теплотехника» по п. 9 «Разработка научных основ и создание методов интенсификации процессов тепло- и массообмена и тепловой защиты».

Личный вклад автора заключается в выборе научного направления исследований, постановке новых задач тепломассопереноса в тепловой изоляции и зонах размещения энергосберегающих систем транспортировки и хранения энергоносителей, выборе методов и разработке алгоритмов решения задач, проведении теоретических исследований влияния большой группы значимых факторов на характеристики процессов тепломассопереноса, сопоставлении полученных результатов с известными экспериментальными и теоретическими данными, обобщении теоретических следствий, разработке методик численного анализа тепловых потерь и тепловых режимов рассматриваемых систем, формулировке основных положений и выводов диссертационной работы.

На различных этапах в проведении исследований участвовали аспиранты (Цыганкова Ю.С., Долгов С.В.) и студенты (Кравченко Д.К., Рябичев Т.В., Рахимова Ю.Н., Ярошенко Р.С., Губина Е.В., Хабибулин А.М., Хузеев В.А., Губанов Ю.Ю., Пискунов М.В., Шалыгин С.Е., Глазырин Е.С., Тетерина Н.С., Жумабаева Н.Б., Махсутбек Ф.Т., Ожикенова Ж.Ф., Табакаев Д.О.) Томского политехнического университета. Всем им автор выражает глубокую благодарность.

Автор считает своим приятным долгом выразить признательность и поблагодарить научного консультанта – доктора физико-математических наук, профессора Кузнецова Геня Владимировича.

Публикации

Результаты работы опубликованы в 1 монографии и более чем в 100 научных трудах, в том числе в 65 статьях в изданиях, рекомендованных ВАК. В международных рецензируемых изданиях, индексируемых базами данных Scopus и Web of Science, опубликованы 27 статей. Получено 9 свидетельств о регистрации программ для ЭВМ.

Результаты работы **используются** в следующих проектных, строительных и теплоснабжающих организациях: КОГУП «Агентство энергосбережения», г. Киров, РФ; ЗАО «Восточная инвестиционная газовая компания», г. Томск, РФ; ООО «Специальное конструкторско-технологическое бюро комплексной технологии электроремонта – Кривбас», г. Кривой Рог, Украина; НПБК «Каппа», г. Днепропетровск, Украина; ООО «Теплосервис», г. Томск, РФ; Коммунальное предприятие «Харьковские тепловые сети», г. Харьков, Украина; ОАО «Энергетическая компания», г. Полысаево, РФ; ООО «НЕФТЕГАЗНАЛАДКА», г. Томск, РФ; ООО «СтройСнабРемонт», г. Томск, РФ; ООО «СтройПроектМонтаж», г. Томск, РФ; АО «Научно-исследовательский институт по строительству трубопроводов», г. Москва, РФ; ООО «С-К Молчаново», г. Томск, РФ; ООО «ТВК Строймонтаж», г. Томск, РФ; ООО «ФАКТУМ Северо-Запад», г. Санкт-Петербург, РФ; ООО «Строительное монтажное управление - 9», г. Томск, РФ; ООО «Жилсервис Кировский», г. Томск, РФ; НПО «Внедрение энергосберегающих технологий», г. Томск, РФ; ООО «ЮгЭнергоИнжиниринг», г. Краснодар, РФ.

Структура и объем диссертации

Диссертация состоит из введения, 5 глав, заключения, списка литературы из 279 наименований, 2 приложений. Основной текст диссертации содержит 400 страниц, включая 118 рисунков и 111 таблиц.

ГЛАВА 1 ТЕПЛОВЛАГОПЕРЕНОС В КОНСТРУКЦИЯХ ТЕПЛОПРОВОДОВ ТЕПЛОВЫХ СЕТЕЙ

1.1 Современное состояние проблемы тепловлагоденоса в конструкциях теплопроводов тепловых сетей

1.1.1 Классификация и характеристики конструкций теплопроводов тепловых сетей

Российская Федерация характеризуется самым высоким уровнем централизованного теплоснабжения (до 80 %). На ее территории проложено более 250 тысяч километров тепловых сетей (в двухтрубном исчислении) с трубами диаметром от 57 до 1400 миллиметров. Протяженность магистральных трубопроводов с диаметром условного прохода 600 – 1400 миллиметров составляет 26 тысяч километров [27–35].

Теплопроводы могут быть подземными и надземными. Наиболее распространенный тип прокладки теплопроводов – подземный, на долю которого приходится около 90 % общей протяженности, при этом основным способом прокладки является укладка труб в железобетонных каналах. Преимущественный тип применяемых теплоизоляционных материалов для канальных прокладок – изделия из минеральной или стеклянной ваты [3].

Подземные прокладки теплопроводов классифицируются [45]:

по типу прокладки делятся на канальные и бесканальные, т. е. учитывается наличие специальной наружной оболочки, воспринимающей нагрузки грунта и транспорта;

по характеру работы: на прокладки с воздушным зазором и без него.

В общем случае теплопровод состоит из [45–47]:

рабочего трубопровода, по которому транспортируется теплоноситель и который обычно выполняется из стальных труб, соединенных между собой с помощью сварки;

изоляционной конструкции, предназначенной для защиты наружной поверхности стального трубопровода от коррозии и теплопровода в целом от тепловых потерь;

несущей конструкции, воспринимающей весовую нагрузку теплопровода и другие усилия, возникающие при его работе, а также разгружающей стальной трубопровод и его изоляционную конструкцию от нагрузки окружающей среды (веса грунта, движущегося наземного транспорта и т.д.).

Конструктивное выполнение указанных элементов зависит от типа теплопровода и используемых материалов. В некоторых теплопроводах, например, в бесканальном с монолитной изоляцией, функции изоляционной и несущей конструкции совмещены в одном общем элементе [45].

Все подземные теплопроводы, и в первую очередь теплопроводы бесканальные и в непроходных каналах, работают, как правило, в условиях высокой влажности и повышенной температуры окружающей среды, т.е. в условиях, благоприятных для коррозии металлических сооружений [46]. Важнейшим элементом является изоляционная конструкция, назначение которой не только защита теплопровода от тепловых потерь, но, что еще более важно, защита трубопровода от наружной коррозии. От успешного решения этой задачи непосредственно зависит долговечность теплопровода [46].

Подавляющая часть (85–90%) теплоизоляции теплопроводов монтируется из волокнистых материалов и работает при температурах до 150°C [45, 46].

В общем объеме производства теплоизоляционных материалов изделия из минеральных и стеклянных волокон являются преобладающими (около 70%) во всех промышленно развитых странах мира. Первое место по производству теплоизоляции из минеральных волокон занимают США, на долю которых в мировом объеме приходится около 35%, в странах Западной Европы – примерно 30% общемирового объема, в Японии – 7%, что связано с

высокой огнестойкостью волокнистых материалов из минерального сырья, их экологической чистотой и достаточно низкой стоимостью по сравнению с другими материалами [62].

В России и странах бывшего СССР производство волокнистых теплоизоляционных изделий также является доминирующим [62] и в общем объеме составляет около 65%, при этом другие виды строительной изоляции распределяются следующим образом: пенопласты – 17%; ячеистый бетон – 4,8%; цементно-фибrolитовые плиты – 4,7%; перлитовые изделия – 2,4%; прочие – 5,3%.

Такое положение сохранится на обозримую перспективу. Это объясняется [62] большим количеством действующих предприятий; универсальностью минераловатной продукции, недостижимой для других материалов (кроме стекловолкнистых), разнообразием изделий, которые можно получить из минеральной ваты, широким интервалом плотностей (от 20 до 400 кг/м³) и температурным интервалом применения (от –160 до 700°С). К этому следует добавить повсеместно распространенную сырьевую базу, сравнительно низкие капитальные затраты и производственные издержки на изготовление продукции.

Основными требованиями для теплоизоляционных материалов паропроводов электростанций и котельных являются низкая теплопроводность и высокая температуростойкость [39]. Такие материалы обычно характеризуются большим содержанием воздушных пор и малой объемной плотностью. Последнее качество этих материалов предопределяет их повышенные гигроскопичность и водопоглощение.

Одно из основных требований к теплоизоляционным материалам для подземных теплопроводов заключается в малом водопоглощении. Поэтому высокоэффективные теплоизоляционные материалы с большим содержанием воздушных пор, легко впитывающие влагу из окружающего грунта, как правило, непригодны для подземных теплопроводов [45–47].

При сооружении теплопроводов в каналах в качестве тепловой изоляции часто применяются изделия из минеральной ваты, защищенные битуминировкой от увлажнения. На наружную поверхность стальной трубы накладывается антикоррозионное покрытие (эмаль, изол и др.). На антикоррозионное покрытие укладываются скорлупы из минеральной ваты, армированные стальной сеткой. Сверху скорлуп укладываются полуцилиндрические асбоцементные футляры, закрепляемые на теплопроводе стальной сеткой, покрываемой сверху асбоцементной штукатуркой [46].

Имеющийся опыт эксплуатации тепловой изоляции трубопроводов показывает, что несоблюдение нормативных требований обследования и ремонта изоляции ведет к значительным сверхнормативным потерям тепла, обусловленным снижением теплозащитных свойств конструкций тепловой изоляции в процессе эксплуатации [3]. При температуре изолируемой поверхности 100-200°C величина сверхнормативных потерь достигает 20-25%. При более высоких температурах сверхнормативные потери тепла возрастают [63]. Например, по данным, приведенным в [63], замеренные потери на тепловой изоляции трубопроводов ТЭС превышали нормативные на 60%.

Одним из основных направлений во время проведения энергосберегающих мероприятий [3] при транспортировке тепловой энергии является применение трубопроводов, изолированных высокоэффективными теплоизоляционными материалами, к которым, в основном, относятся вспенные полимеры. Особенно интенсивно развиваются направления использования пенополиуретановой [64] и пенополимерминеральной [65] тепловой изоляции.

Опыт применения пенополиуретановой изоляции в реальных условиях работы подтверждает высокую эффективность использования промышленных предизолированных трубопроводов для систем теплопроводов.

Известен ряд проблем [66], возникающих при эксплуатации тепловой изоляции из вспенных полимеров. К ним относятся низкое качество изготавливаемых и поставляемых материалов, недобросовестный монтаж теплоизоляционных конструкций, особенно стыковых соединений. Некачественный монтаж, зачастую, приводит к разгерметизации гидроизоляционных покрытий теплопроводов и, как следствие, к увлажнению тепловой изоляции и снижению ее теплозащитных характеристик.

Несмотря на интенсивное строительство новых теплопроводов с ППУ изоляцией [67] и развитие рынка тепловой изоляции из вспенных полимеров, его доля в общем балансе потребления теплоизоляционных материалов не превышает 1 % [62].

Волокнистые материалы [68] являются традиционными материалами при производстве теплоизоляционных работ, хорошо зарекомендовали себя в работе и при соблюдении технических норм и требований при эксплуатации и монтаже полностью соответствуют требованиям нормативных документов [44].

При использовании волокнистых материалов в качестве теплоизоляционных, особые требования предъявляются к влажностному режиму работы подобных конструкций, поскольку широко известно [69], что наличие влаги в пористой структуре тепловой изоляции приводит к снижению ее термического сопротивления, увеличению эффективной теплопроводности, и, следовательно, к значительному росту тепловых потерь систем транспортировки тепла [5].

Однако вспенные полимеры [64, 65] и волокнистые материалы [68] не являются единственными теплоизоляционными материалами, используемыми при проведении изоляционных работ на теплопроводах. Также в настоящее время используются хорошо зарекомендовавшая себя армопенобетонная тепловая изоляция [70] и амбициозное жидко-керамическое покрытие [71]. Оптическое экранирование тепловой защиты

теплопроводов [72] также не находит широкого применения в связи с отсутствием производственной базы и сложностью монтажа подобных конструкций.

1.1.2 Подходы к исследованию тепловлагодпереноса в конструкциях теплопроводов тепловых сетей

Многолетний опыт эксплуатации подземных тепловых сетей показывает, что разнообразные строительно-изоляционные конструкции часто находятся в увлажненном состоянии [19, 20, 45].

Применяющаяся в настоящее время методика теплового расчета подземных теплопроводов [44], основанная на законах теплопроводности Фурье и внешнего теплообмена Ньютона, не учитывает процессов влагообмена. Поэтому использование ее для расчета увлажненных изоляционных конструкций теплопроводов приводит к значительным погрешностям [73] – до 50 % и более. Однако применение этой методики для расчета других увлажненных наружных ограждений с температурой менее 30°С вполне обоснованно, так как при более низком температурном уровне процессы тепло- и массообмена замедлены и теплофизические характеристики увлажненных пористых материалов заметно не изменяются.

Тепловлажностные состояния теплоизоляционных материалов во взаимосвязи с условиями эксплуатации теплопроводов рассмотрены В.П. Витальевым [45], В.И. Дубницким [73], В.Г. Петровым-Денисовым [55].

На основе закона сохранения вещества и энергии, а также законов переноса теплоты и массы А. В. Лыковым получена система уравнений, описывающих совместный перенос теплоты и влаги во влажных капиллярно-пористых телах [74]. Если коэффициент переноса теплоты и влаги принимать постоянными, не зависящими от потенциала переноса, эту систему можно представить в следующем виде:

$$\frac{\partial U}{\partial \tau} = a_m \nabla^2 U + a_m \delta \nabla^2 t; \quad (1.1.2.1)$$

$$\frac{\partial t}{\partial \tau} = a_m \nabla^2 t + \varepsilon \frac{r}{c} \frac{\partial U}{\partial \tau}, \quad (1.1.2.2)$$

где U – влагосодержание; τ – время, с; a_m – коэффициент диффузии влаги, м²/с; a – коэффициент температуропроводности, м²/с; ∇^2 – дифференциальный оператор Лапласа; δ – коэффициент термовлагопроводности, кг/(м³·К); t – температура, °С; ε – критерий фазового превращения; r – теплота фазового перехода, Дж/кг; c – теплоемкость, Дж/(кг·К).

Для системы капиллярно-пористых тел дифференциальные уравнения переноса традиционно записываются через потенциал массопереноса [74]:

$$\frac{\partial \Theta}{\partial \tau} = a_m \nabla^2 \Theta + a_m \delta' \nabla^2 t; \quad (1.1.2.3)$$

$$\frac{\partial t}{\partial \tau} = a_m \nabla^2 t + \varepsilon r \frac{c_{m,ж}}{c} \frac{\partial \Theta}{\partial \tau}, \quad (1.1.2.4)$$

где Θ – потенциал массопереноса, °М; δ' – термоградиентный коэффициент, °М/К; $c_{m,ж}$ – удельная массоемкость, 1/°М.

Для постановки конкретных задач совместного тепло- и влагообмена системы уравнений (1.1.2.1), (1.1.2.2) и (1.1.2.3), (1.1.2.4) должны быть дополнены граничными условиями, описывающими законы взаимодействия рассматриваемой теплоизоляционной конструкции с окружающей средой и условиями, характеризующими начальное состояние системы.

Характерной особенностью бесканальных конструкций [45] является непосредственный контакт изолированных теплопроводов с влажным грунтом, что определяет специфические, весьма тяжелые в отношении интенсивности тепловлажностных воздействий условия эксплуатации трубопроводов и теплоизоляции. Опыт эксплуатации бесканальных прокладок показал [3, 19, 20, 45], что в отдельных случаях масштабы коррозионных повреждений трубопроводов и снижение теплозащитных свойств изоляции настолько велики, что требуется их перекладка.

Изучению процессов переноса в зонах размещения бесканальных теплопроводов посвящено достаточное количество работ, которые можно разделить на две группы. В первой решается задача только определения температурных полей и тепловых потоков в местах прокладки теплопроводов [75–77], а во второй эта же задача решается с учетом влагообмена [19, 20, 37, 45, 55].

Наиболее полно особенности тепловлажностного режима теплоизоляционных конструкций бесканальных теплопроводов, влияние процессов переноса теплоты и влаги на эксплуатационные показатели и долговечность конструкций, методы теплового расчета изоляции с учетом ее увлажнения из окружающего грунта описаны в монографиях [45, 55].

Для выявления особенностей процесса совместного переноса теплоты и влаги в теплоизоляции, граничащей с влажным грунтом, были проведены экспериментальные исследования [55] на специальной установке, моделирующей тепловлажностные условия работы теплоизоляционных конструкций бесканальных прокладок.

Из данных [55] следует, что в изотермических условиях (например, при остановках теплосети на профилактический ремонт) тепловая изоляция трубопроводов сравнительно интенсивно увлажняется влагой из грунта, особенно если она изготовлена из гидрофильного материала (например, пенобетона). Так, уже через 1 месяц среднеинтегральная по толщине влажность первоначально сухой изоляции достигает 80%.

Эксперименты, описанные в [55], при наличии градиента температуры по толщине изоляции и грунта позволили сделать следующие выводы:

при сухом и влажном материале в начале опыта через 45 суток распределение влагосодержания в образцах в обоих случаях практически одинаково. Это свидетельствует о том, что к этому моменту режим тепло- и влагообмена в рассматриваемой системе являлся установившимся;

при возникновении в системе «влажная теплоизоляция – влажный грунт» теплового потока, направленного в сторону грунта, влага из изоляции под воздействием градиента температуры перемещается в грунт;

увлажнение сухой изоляции влагой из грунта при наличии в системе теплового потока, направленного против потока влаги, существенно уменьшает интенсивность увлажнения теплоизоляции по сравнению с изотермическим режимом влажпроводности.

Экспериментальные и расчетные данные [55] свидетельствуют о том, что в теплоизоляционных конструкциях, с одной стороны граничащих с горячей поверхностью теплопровода, а с другой – с массивом влажного грунта, через определенное время (30–45 суток) устанавливается равновесное состояние, при котором температура и влагосодержание изоляции, являясь функциями координаты, не изменяются во времени. В этих условиях потоки парообразной и жидкой влаги уравниваются друг друга на некотором расстоянии от горячей поверхности.

При наличии данных о коэффициентах переноса теплоты и влаги в теплоизоляционном материале по методике [55] можно расчетным путем оценить влияние влагообменных процессов в системе «влажный грунт – изоляция» на теплозащитные свойства последней. Аналогичные подходы к анализу влияния влагообменных процессов на тепловые режимы бесканальных теплопроводов используются и в зарубежной литературе [78].

Наиболее широкое распространение в сетях теплоснабжения РФ получила изоляционная конструкция, в которой внутренний слой тепловой изоляции – минеральная вата, а наружный – асбестоцементная корка по металлической сетке [45–47]. Непроходной канал разделяется неподвижными опорами на участки длиной от десятков до нескольких сотен метров. Невентилируемые участки каналов практически не сообщаются с атмосферой. Воздух внутри них, как правило, находится в состоянии насыщения влагой, а его температура наиболее высока [22]. В условиях нормальной эксплуатации влагосодержание тепловой изоляции равно

равновесному, соответствующему температуре и относительной влажности воздуха в канале. Оно растет с увеличением влагосодержания воздуха и с уменьшением его температуры. Влияние этих двух факторов на равновесное влагосодержание теплоизоляционной конструкции разнонаправлено, но эффект от повышения относительной влажности воздуха в канале является преобладающим. В результате теплопроводность тепловой изоляции в неветилируемом канале значительно превышает расчетную [22].

Некоторые участки каналов между неподвижными опорами выполняются вентилируемыми, чтобы снизить влагосодержание воздушной прослойки и изоляционной конструкции, а также, чтобы обеспечить возможность форсированной сушки тепловой изоляции в случае аварийного затопления канала. Снижение влагосодержания воздуха в вентилируемом канале уменьшает влагосодержание теплоизоляционной конструкции. Несмотря на сопутствующее этому понижение температуры воздуха в каналах, теплопроводность теплоизоляционных материалов уменьшается, что способствует снижению тепловых потерь. При этом уменьшается интенсивность наружной коррозии трубопроводов и металлических конструкций, что повышает долговечность трубопроводов и снижает затраты на их ремонт [22].

Процесс тепло- и влагообмена в канале в общем виде состоит в следующем [73]. Влажный воздух поднимается со дна канала к трубопроводам, где нагревается и дополнительно насыщается испаряющейся с трубопроводов влагой капли. Достигнув перекрытия канала, он охлаждается. В результате на перекрытии канала выпадает конденсат, который по мере накопления падает в виде капли на теплопровод. Под перекрытием влажный воздух движется к стенкам и, охлаждаясь, опускается вниз, при этом происходит дальнейшее выпадение конденсата на стенки канала. Далее цикл повторяется.

Определение аналитическим путем параметров вышеописанного процесса является достаточно проблематичным. Решение этой задачи в [73]

было получено на основе использования теории подобия и экспериментальных данных [79] для испарения жидкости со свободной поверхности.

Расчет конденсации влаги можно проводить по уравнению [73]:

$$W_k = 0.00011K t_k^{2.5} \left[1 - \frac{1.5\sqrt{t_k}}{t_{\text{п}}^{0.8}} \left(1 - \frac{\varphi_k}{\varphi_{\text{п}}} \right) \right], \quad (1.1.2.5)$$

где: W_k – удельное количество сконденсировавшейся на перекрытии теплофикационного канала влаги при естественной конвекции, кг/(м²·ч); t_k – температура воздуха в канале, °С; $t_{\text{п}}$ – температура перекрытия канала, °С; φ_k – относительная влажность воздуха в канале, %; $\varphi_{\text{п}}$ – относительная влажность воздуха непосредственно у поверхности ограждения канала при полном насыщении, %; K – корректирующий коэффициент конденсации.

Расчеты [73] показали, что количество влаги, конденсирующейся на перекрытии канала, велико и может достигать при корректирующем коэффициенте $K=0.5$ величины 0,1 кг/(м²·ч).

Вентиляцию теплофикационных каналов создают достаточно редко, в основном в проходных каналах, и рассчитывают ее только для создания допустимых температурных условий обслуживающему персоналу.

Она может быть применена также для создания благоприятных условий эксплуатации самих теплопроводов, что в ряде случаев диктуется экономическими соображениями [22].

Также вентиляция каналов теплопроводов тепловых сетей может быть необходима и в случае прокладки их в вечномёрзлых грунтах, где требуется поддержание низкой температуры воздуха в канале [80].

Основное исходное условие при постановке задачи о вентиляции каналов тепловых сетей – обеспечение низкой относительной влажности воздуха в канале, при которой не происходит выпадение конденсата на внутренней поверхности канала [22, 80].

Требуемая относительная влажность воздуха в канале достигается за счет пропуска определенного количества наружного воздуха. Решение этой задачи должно учитывать изменение температуры, влагосодержания и относительной влажности воздуха по всей длине канала [80].

Найти массу влаги, испаряющейся с поверхности при вынужденном движении воздуха можно проводить с использованием формулы [73]:

$$W_{и} = 0.06 \left[4 + (0.1t_k)^{2.25} \right] \cdot \left[1 - \left(\frac{\varphi_k}{\varphi_{п}} \right)^{0.8} - 0.033\Delta t \left(1 + 0.04 \left(\frac{\varphi_k}{\varphi_{п}} \right)^4 \right) \right], \quad (1.1.2.6)$$

где: Δt – перепад температур между воздухом и поверхностью испарения, °С.

Формула (1.1.2.6) дает хорошую сходимость с результатами, полученными по методике [79] при скорости воздуха 1 м/с, температуре от 10 до 50°С, температурном перепаде до 10°С и влажности воздуха от 0 до 100 %.

При других скоростях воздуха и протекании процесса испарения в условиях теплофикационного канала массу испарившейся влаги можно вычислить по формулам [79]:

для диапазона скоростей 0.35–4 м/с

$$W'_{и} = K_{и} W_{и} \mathcal{G}^{0.9}, \quad (1.1.2.7)$$

для диапазона скоростей 0.05–0.35 м/с

$$W'_{и} = 20 K_{и} W_{и} \mathcal{G}^{0.61} \nu^{0.29}, \quad (1.1.2.8)$$

где: $K_{и}$ – корректирующий коэффициент испарения; \mathcal{G} – фактическая скорость воздуха в канале, м/с; ν – коэффициент кинематической вязкости воздуха, м²/с.

Расчеты, проведенные по формулам (1.1.2.7) и (1.1.2.8), показали, что при скорости воздуха 0.3 м/с, температуре воздуха 30°С, температуре поверхности испарения 25°С, относительной влажности воздуха 50 % и корректирующем коэффициенте 0.5 количество испарившейся влаги составляет 80 г/(м²·ч).

В случае, когда доля тепла, затрачиваемого на испарение воды, по отношению к тепловым потерям теплопровода невелика (около 10 %), удельное количество испарившейся влаги можно вычислить по формуле [73]:

$$W_{\text{л}} = 0.02 K_{\text{и}} t_{\text{к}} f_{\text{м}} (1 - 0.01 \varphi_{\text{к}}) \vartheta, \quad (1.1.2.9)$$

$f_{\text{м}}$ – площадь мокрой внутренней поверхности канала, отнесенная к 1 метру длины канала, $\text{м}^2/\text{м}$; $\varphi_{\text{к}}$ – относительная влажность воздуха в канале, %.

Анализ подходов к расчету тепловлажностных режимов теплопроводов позволяет сделать вывод о недостаточной детализации и отсутствии учета многих факторов, влияющих на интенсификацию процессов переноса при эксплуатации систем транспортировки и хранения тепловой энергии в условиях взаимодействия с окружающей средой.

В современной научной литературе отсутствует описание таких важных для практики условий эксплуатации сетей теплоснабжения как работа теплопроводов в условиях увлажнения тепловой изоляции (взаимодействие с влажным воздухом и различные режимы затопления каналов тепловых сетей). Также нет данных о последствиях работы рассматриваемых систем в подобных условиях – возможность деструкции изоляционных покрытий, сушка тепловой изоляции и другие.

1.2 Тепловые потери канальных теплопроводов в условиях взаимодействия с влажным воздухом

Относительная влажность воздуха, находящегося в канальном пространстве теплопроводов, имеет высокие значения (зачастую составляет 100 % [81, 82]). По этой причине анализ влияния увлажнения изоляции влагой, содержащейся в воздухе канального пространства, при исследовании интенсификации тепловых потерь канальных теплопроводов представляет определенный интерес. Здесь рассматривается широко распространенная в настоящее время конфигурация теплотрубопровода, уложенного в

однорядный железобетонный не вентилируемый канал и теплоизолированный минеральной ватой. Предполагается, что влага, содержащаяся во влажном воздухе, окружающем трубопровод, проникает в пористую структуру теплоизоляции под действием диффузионного механизма массопереноса и вытесняет сухой воздух, содержащийся в слое минераловатной изоляции. Следствием влагонасыщения тепловой изоляции является увеличение эффективной теплопроводности теплоизоляционного слоя, а поток массы на внешней поверхности теплоизоляции приводит к изменению механизмов тепломассообмена теплопровода с окружающей средой [81, 82]. На рисунке 1.2.1 приведена схема области решения рассматриваемой задачи.

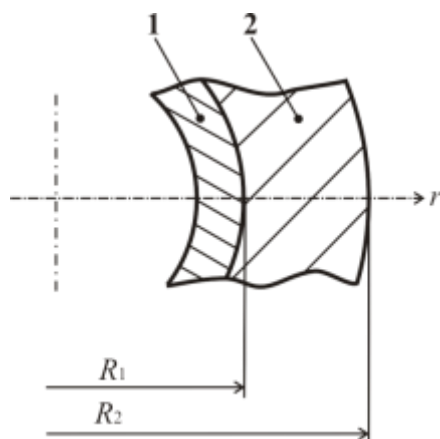


Рисунок 1.2.1 – Схема области решения: 1 – стенка трубы, 2 – слой теплоизоляции

С учетом рассматриваемых факторов анализ тепловых потерь [82] сводится к решению одномерных нестационарных задач тепло- и массопереноса для тепловой изоляции трубопровода. При постановке задачи на внешней границе рассматриваемой системы «слой теплоизоляции – окружающая среда» выставлялись граничные условия третьего рода, а на внутренней – граничные условия первого рода для задачи теплопроводности и второго рода для задачи массопереноса.

Считалось [82], что в начальный момент времени влага в пористой структуре тепловой изоляции трубопровода отсутствует, а значение температуры в рассматриваемой области (рисунок 1.2.1) равно температуре наружного влажного воздуха.

Задача решена с учетом следующих основных допущений:

1. Теплофизические характеристики материалов и веществ, используемые при численном анализе, являются постоянными и известными величинами.
2. Не учитывалось термическое сопротивление стенки трубопровода, так как оно существенно меньше термического сопротивления слоя изоляции даже в условиях полного влагонасыщения.
3. Процессы конденсации и испарения воды в слое изоляции и на внешнем контуре теплотрубопровода не рассматривались.

Рассматриваемая задача решена в цилиндрической системе координат, начало которой связано с осью симметрии трубы. Математическая постановка задачи тепловлагоперноса в тепловой изоляции трубопровода описана уравнением теплопроводности с соответствующими ему начальным и граничными условиями, а также уравнением диффузии и относящимися к нему краевыми условиями:

$$\tau \geq 0, R_1 \leq r \leq R_2; c_{\text{эф}} \rho_{\text{эф}} \frac{\partial T_{\text{и}}}{\partial \tau} = \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left(r \lambda_{\text{эф}}(\tau, r) \frac{\partial T_{\text{и}}}{\partial r} \right); \quad (1.2.1)$$

$$\tau = 0, R_1 \leq r \leq R_2; T_{\text{и}} = T_{\text{вв}}; \quad (1.2.2)$$

$$\tau > 0, r = R_1; T_{\text{и}} = T_1 = \text{const}; \quad (1.2.3)$$

$$\tau > 0, r = R_2; -\lambda \frac{\partial T_{\text{и}}}{\partial r} = \alpha [T_{\text{и}}(\tau, R_2) - T_{\text{вв}}]; \quad (1.2.4)$$

$$\tau \geq 0, R_1 \leq r \leq R_2; \frac{\partial C_{\text{в}}}{\partial \tau} = D_{\text{и}} \left(\frac{\partial^2 C_{\text{в}}}{\partial r^2} + \frac{1}{r} \frac{\partial C_{\text{в}}}{\partial r} \right); \quad (1.2.5)$$

$$\tau = 0, R_1 \leq r \leq R_2; C_{\text{в}} = 0; \quad (1.2.6)$$

$$\tau > 0, r = R_1; \frac{\partial C_{\text{в}}}{\partial r} = 0; \quad (1.2.7)$$

$$\tau > 0, r = R_2; -D_{\text{и}} \frac{\partial C_{\text{в}}}{\partial r} = \beta [C_{\text{в}}(\tau, R_2) - C_{\text{в,вв}}]. \quad (1.2.8)$$

Обозначения: T – температура, К; τ – время, с; r – текущий радиус, м; c – теплоемкость, Дж/(кг·К); ρ – плотность, кг/м³; λ – коэффициент теплопроводности, Вт/(м·К); R – радиус границ области решения, м; α –

коэффициент теплоотдачи, Вт/(м²·К); C – относительная объемная концентрация; D – коэффициент диффузии, м²/с; β – коэффициент массоотдачи, м/с.

Индексы: 1, 2 – соответственно внутренняя и внешняя поверхность изоляции; и – изоляция; эф – эффективный, вв – влажный воздух; в – влага.

Теплофизические свойства тепловой изоляции при насыщении ее влагой рассчитывались как эффективные с учетом объемных долей каждой компоненты. Так, например, эффективный коэффициент теплопроводности $\lambda_{эф}$ рассчитывался из выражения [83]:

$$\lambda_{эф} = \lambda_{и} C_{и} + \lambda_{в} C_{в} + \lambda_{св} C_{св}, \quad (1.2.9)$$

при условии что

$$C_{и} + C_{в} + C_{св} = 1,$$

где $\lambda_{св}$, $C_{св}$ – соответственно коэффициент теплопроводности и относительная объемная концентрация сухого воздуха, содержащегося в структуре теплоизоляционного слоя.

Система уравнений (1.2.1) – (1.2.9) решена методом конечных разностей [84] с использованием неявной разностной схемы, а разностные аналоги уравнений (1.2.1) – (1.2.9) разрешены методом «прогонки» [84].

Анализ тепловых потерь выполнен для типичной конструкции теплопровода, что позволяет распространить результаты численных исследований на значительную часть тепловых сетей России. Исследования проведены для трубопровода с диаметром условного прохода 600 мм и тепловой изоляцией из минеральной ваты (толщина 70 мм). Температура влажного воздуха в канальном пространстве, в соответствии с [46], принималась равной $T_{вв} = 298$ К, а температура внутренней поверхности изоляции теплопровода – $T_1 = 373$ К.

При моделировании работы теплотрубопровода считалось, что на его внешнем контуре теплообмен осуществляется в условиях естественной

конвекции. Коэффициенты теплоотдачи α для режимов естественной конвекции определялись по критериальным уравнениям [74]:

$$10^4 < Gr Pr < 10^9; Nu = 0,47(Gr Pr)^{1/4},$$

$$Gr Pr > 10^9; Nu = 0,1(Gr Pr)^{1/3},$$

здесь Gr , Pr , Nu – числа Грасгофа, Прандтля и Нуссельта.

Коэффициент массотдачи β определялся на основании метода единого описания конвективного тепло– и массопереноса [85]. В этом случае коэффициент массотдачи β был рассчитан из отношения [85]:

$$\frac{\alpha}{\beta} = c_{\text{вв}} \rho_{\text{вв}} \left(\frac{a_{\text{вв}}}{D_{\text{вв}}} \right)^{0.75},$$

где a – коэффициент температуропроводности, $\text{м}^2/\text{с}$.

Коэффициент диффузии влажного воздуха $D_{\text{вв}}$ вычислялся по [55]:

$$D_{\text{вв}} = \frac{0,083 \cdot 10^5}{P_{\text{вв}} \left(\frac{T_{\text{вв}}}{273} \right)^{1,81}},$$

здесь P – давление, Па.

Объемная доля влаги во влажном воздухе $C_{\text{в,вв}}$ определялась из соотношения [38]:

$$C_{\text{в,вв}} = \frac{\mu_{\text{в,вв}} d}{\mu_{\text{вв}}}; d = 0,622 \frac{\varphi P_s}{P_{\text{вв}} - \varphi P_s},$$

где μ – мольная масса, d – массовое влагосодержание воздуха, φ – относительная влажность, P_s – давление насыщения.

Линейные тепловые потери q_L теплотрубопровода рассчитывались по следующему выражению:

$$q_L = \alpha \left[T_{\text{н}}(\tau, R_2) - T_{\text{вв}} \right] \frac{F}{L},$$

здесь F – площадь поверхности, м^2 ; L – единица длины, м.

В таблице 1.2.1 приведены характеристики минеральной ваты [55, 86]: коэффициент диффузии, теплопроводность, теплоемкость и плотность.

Таблица 1.2.1 – Характеристики минеральной ваты

Характеристика	$\lambda_{и}, \text{Вт}/(\text{м}\cdot\text{К})$	$c_{и}, \text{Дж}/(\text{кг}\cdot\text{К})$	$\rho_{и}, \text{кг}/\text{м}^3$	$D_{и}, \text{м}^2/\text{с}$
Значение	0.059	670	206	$4.5 \cdot 10^{-7}$

При проведении численных исследований основное внимание уделялось анализу величины тепловых потерь теплопровода в условиях увлажнения изоляции влагой из воздуха канального пространства, а также длительности процесса влагонасыщения тепловой изоляции.

Анализ проводился для периода времени, соответствующего выходу процессов тепло– и массопереноса на стационарный режим. При этом обоснованность и достоверность результатов численных исследований распределений температур и концентраций влаги по толщине теплоизоляционного слоя следует из проведенных проверок используемых методов решения задач на сходимость и устойчивость, а также выполнения условий баланса энергии и массы на границах области расчета. Погрешность по балансу энергии и массы во всех вариантах численного анализа не превысила 0.5 %, что можно считать приемлемым при моделировании тепломассопереноса в изоляции теплопроводов. Типичные результаты численных исследований приведены в таблице 1.2.2.

Таблица 1.2.2 – Результаты численных исследований

$\varphi, \%$	0	25	50	75	100
$q_L, \text{Вт}/\text{м}$	106.7	116.1	121.9	126.9	131.5
$q_L, \text{Вт}/\text{м}$ ($C_B=0$)	106.7	113.3	116.3	118.2	119.7

В результате численного моделирования температурных полей в теплоизоляции трубопровода, проведенного на базе математической модели (1.2.1) – (1.2.9) было установлено, что величины тепловых потерь теплопровода (таблица 1.2.2) в условиях увлажнения изоляции влагой,

содержащейся во влажном воздухе канального пространства, в целом достаточно близки к нормированному значению тепловых потерь (по данным [44] нормативная величина линейных тепловых потерь для трубопровода с диаметром условного прохода 600 мм составляет 114 Вт/м).

Рост тепловых потерь теплопровода (таблица 1.2.2) объясняется с одной стороны увеличением эффективной теплопроводности материала изоляции вследствие его насыщения влагой из влажного воздуха, а с другой – увеличением коэффициентов теплоотдачи для воздуха, имеющего большую относительную влажность φ .

В результате проведения серии численных экспериментов выявлено, что для диапазона варьируемых параметров величина объемной доли влаги в пористой структуре тепловой изоляции изменяется в пределах от 0.0031 до 0.0126, а расчетные значения коэффициентов теплоотдачи $\alpha = 2.64\text{--}5.19$ Вт/(м²·К). Величина объемного влагосодержания изоляции лимитирована значением относительной влажности воздуха и в рамках предложенной модели не может превышать объемной доли влаги $C_{в,вв}$.

Сравнение результатов численных исследований тепловых потерь теплотрубопровода (таблица 1.2.2) в условиях взаимодействия с влажным воздухом и отсутствия влаги в пористой структуре теплоизоляции ($C_{в} = 0$) позволяет сделать вывод о том, что реализация режима работы теплопровода, исключающего возможность проникновения влаги в слой тепловой изоляции, позволит минимизировать тепловые потери теплопроводов в условиях контакта с влажным воздухом. На практике данное положение может быть реализовано нанесением на внешнюю поверхность тепловой изоляции слоя надежного гидроизоляционного материала. При этом данные, приведенные в таблице 1.2.2, свидетельствует о том, что снижение потерь тепловой энергии теплопроводов в условиях контакта с влажным воздухом при применении надежно гидроизолированных трубопроводов может составлять величину до 9 %.

Анализ нестационарности влагонасыщения тепловой изоляции позволяет говорить о том, что длительность этого процесса является незначительной (от 7500 до 10000 секунд), и определяется значением коэффициента диффузии материала изоляции $D_{и}$ и объемным влагосодержанием воздуха $C_{в,вв}$. Следовательно, нестационарностью процесса насыщения изоляции влагой, содержащейся в воздухе канального пространства можно обоснованно пренебречь и в практических расчетах использовать более простую стационарную модель рассматриваемой системы.

1.3 Обобщенная постановка задачи теплопереноса в тепловой изоляции канальных теплопроводов, эксплуатируемых в условиях затопления

Известно [5], что эксплуатация теплопроводов в условиях затопления сопровождается наиболее интенсивным ростом тепловых потерь. Рассматривается теплотрубопровод уложенный в одноячейковый железобетонный канал, заполненный водой. На рисунке 1.3.1 приведено схематичное изображение одноячейкового канала теплосети в условиях затопления.

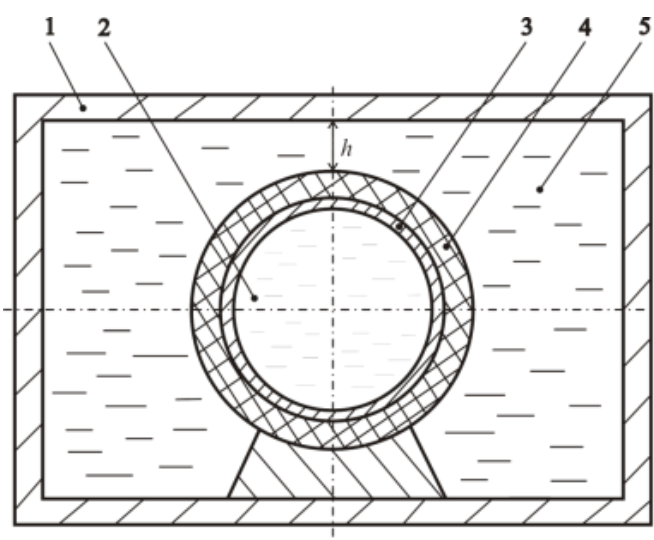


Рисунок 1.3.1 – Схема поперечного сечения канала тепловой сети в условиях затопления: 1 – корпус канала, 2 – теплоноситель, 3 – стенка трубопровода, 4 – слой изоляции, 5 – затопленная полость канала

Также рассматривается режим частичного погружения трубопровода в воду. В этом случае в полости канала тепловой сети выделялись области, занятые воздухом и водой. На рисунке 1.3.2 показана схема поперечного сечения канала теплосети в условиях частичного затопления (штриховой линией 5 показана внешняя граница области решения).

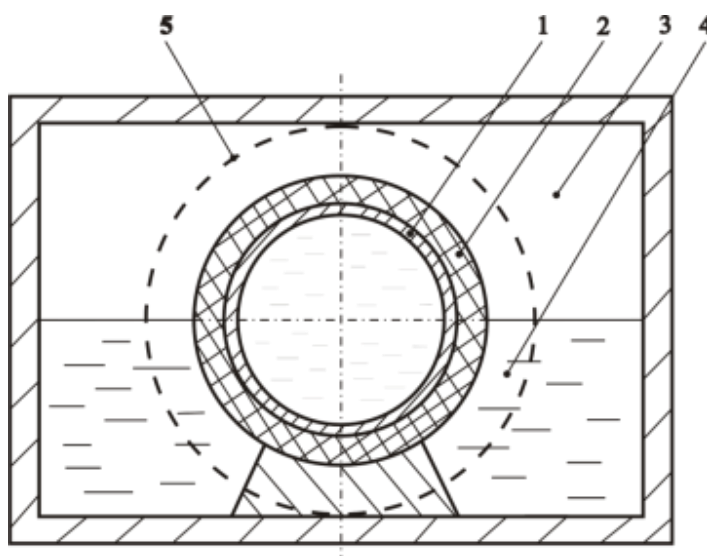


Рисунок 1.3.2 – Схема поперечного сечения канала тепловой сети в условиях частичного затопления и граница области решения задачи:

- 1 – стенка трубы; 2 – изоляция; 3 – слой воздуха; 4 – слой воды;
5 – внешняя граница области решения

При постановке задач приняты следующие допущения:

1. На границах между слоями выполняется условие идеального теплового контакта (рисунки 1.3.1, 1.3.2).
2. Теплофизические характеристики тепловой изоляции при насыщении ее влагой рассчитываются как эффективные с учетом объемных долей каждой компоненты.
3. Теплофизические свойства веществ являются постоянными и известными величинами.
4. Не рассматривается процесс теплопереноса в теплоносителе.

5. В воде и в воздухе теплота передается только теплопроводностью.
6. Воздух является сухим.
7. Потери тепла не влияют на температуру внутренней поверхности изоляции. Считается, что на внутренней поверхности изоляции поддерживается постоянная температура, равная температуре теплоносителя.

Принятые допущения не накладывают принципиальных ограничений на общность постановки задачи и отражают достаточно реальный режим работы трубопровода тепловой сети.

Рассматриваются нестационарные нелинейные задачи теплопереноса в поперечном сечении системы «стенка трубы – слой тепловой изоляции – слой воды». Геометрия области решения приведена на рисунке 1.3.3.

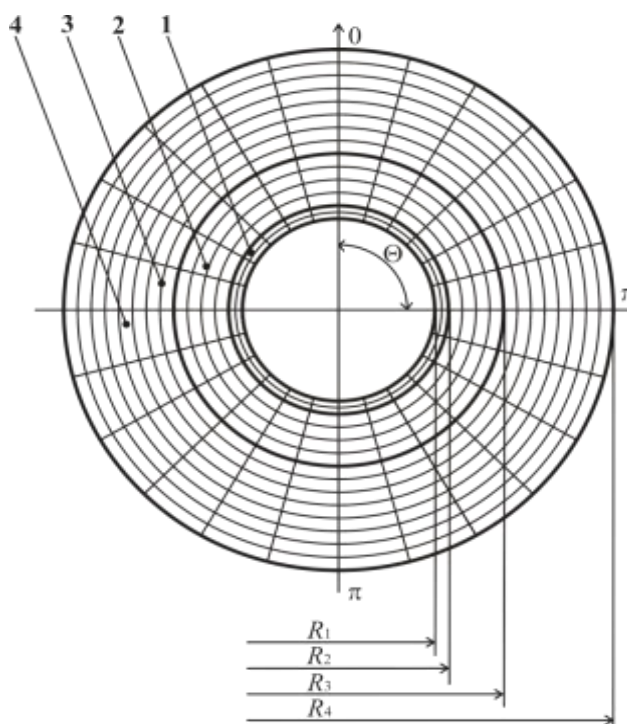


Рисунок 1.3.3 – Геометрия области решения:

- 1 – стенка трубы; 2 – изоляция;
- 3 – слой воздуха; 4 – слой воды

Рассматриваемые задачи решены в цилиндрической системе координат, начало которой связано с осью симметрии трубы. В связи с этим внешней границей области решения выбран круг (рисунок 1.3.2). Применение прямоугольной границы области решения приводит к неоправданному усложнению реализации алгоритма расчета температурного поля рассматриваемой системы. Поскольку задача является

осесимметричной, то рассматривалась только половина области решения в диапазоне изменения угловой координаты Θ : $0 \leq \Theta \leq \pi$.

Анализ тепловых потерь [87–101] проводился для следующих конфигураций теплотрубопроводов [47]:

1. Широко распространенная – трубопровод диаметром условного прохода 600 мм, изготовленный из стали 10 (толщина стенки 9 мм), теплоизоляция из минеральной ваты толщиной 70 мм;
2. Интенсивно применяющаяся в настоящее время – трубопровод диаметром условного прохода 600 мм изготовленный из стали 10 (толщина стенки 9 мм), тепловая изоляция – пенополиуретан (ППУ) (толщина 50 мм).

Рассматриваемые конфигурации теплотрубопроводов являются наиболее типичными для систем теплоснабжения РФ и, следовательно, возможно распространение полученных результатов на значительную часть эксплуатируемых в настоящее время тепловых сетей.

Толщина слоя воды (воздуха), обусловленная геометрическими параметрами стандартных каналов сетей теплоснабжения [47], принималась равной 246 мм. Значение температуры в рассматриваемой области решения в начальный момент времени принималось равным: $T_0=282$ К. Диапазон изменения температуры внутренней поверхности $T_{п1}$ задавался в пределах 373 – 403 К и соответствовал типичным температурам теплоносителя при работе теплосетей [46]. Температура внешней поверхности принималась равной: $T_{п2}=282$ К.

В таблице 1.3.1 приведены основные характеристики тепловой изоляции теплотрубопроводов: открытая и закрытая пористость [55, 102], проницаемость [103, 104], а также значение коэффициента теплопроводности каркаса теплоизоляционного материала [103–105].

В таблице 1.3.2 приведены теплофизические свойства веществ [55, 86, 102, 105]: трубопровода, изоляции, воды и воздуха, использовавшиеся при анализе тепловых потерь теплопроводов в условиях затопления.

Рассматриваемые задачи решены методом конечных разностей [84]. Переход на новый временной слой при решении двумерного уравнения реализовывался с помощью двух «дробных шагов» по схеме расщепления [84]. На первом дробном шаге рассчитывался перенос тепла по координате r , а на втором дробном шаге – по координате θ с использованием одномерных разностных уравнений. На каждом шаге по временной координате был организован итерационный цикл, в ходе которого система одномерных разностных уравнений решалась с помощью метода «прогонки» по неявной четырехточечной разностной схеме [106–110].

Таблица 1.3.1 – Физические характеристики теплоизоляционных материалов

Характеристика		Минеральная вата	ППУ
Пористость	Открытая	0.73	0.1
	Закрытая	0.15	0.8
Проницаемость, м ²		$3.75 \cdot 10^{-11}$	$8.8 \cdot 10^{-14}$
Теплопроводность каркаса материала, Вт/(м·К)		0.17	0.18

Таблица 1.3.2 – Теплофизические свойства

Материал	$\lambda, \frac{\text{Вт}}{\text{м} \cdot \text{К}}$	$C_p, \frac{\text{кДж}}{\text{кг} \cdot \text{К}}$	$\rho, \frac{\text{кг}}{\text{м}^3}$
Сталь 10	57.7	0.466	7860
Минеральная вата	0.059	0.67	206
ППУ	0.022	0.12	100

1.4 Анализ тепловых потерь канальных теплопроводов в условиях затопления

Система уравнений теплопроводности для рассматриваемой области решения (рисунок 1.3.1) в одномерной постановке имеет вид [88–90]:

$$\frac{\partial T_{\text{тр}}}{\partial \tau} = a_{\text{тр}} \left(\frac{\partial^2 T_{\text{тр}}}{\partial r^2} + \frac{1}{r} \frac{\partial T_{\text{тр}}}{\partial r} \right), \quad \tau > 0, R_1 \leq r < R_2; \quad (1.4.1)$$

$$C_{\text{эф}} \rho_{\text{эф}} \frac{\partial T_{\text{и}}}{\partial \tau} = \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left(\lambda_{\text{эф}} \cdot r \frac{\partial T_{\text{и}}}{\partial r} \right), \quad \tau > 0, R_2 < r < R_3; \quad (1.4.2)$$

$$\frac{\partial T_{\text{в}}}{\partial \tau} = a_{\text{в}} \left(\frac{\partial^2 T_{\text{в}}}{\partial r^2} + \frac{1}{r} \frac{\partial T_{\text{в}}}{\partial r} \right), \quad \tau > 0, R_3 < r \leq R_4. \quad (1.4.3)$$

Начальные условия:

$$\tau = 0, R_1 \leq r \leq R_4, \quad T_{\text{тр}} = T_{\text{и}} = T_{\text{в}} = T_0 = \text{const}. \quad (1.4.4)$$

Граничные условия:

$$\tau > 0, r = R_1, \quad T_{\text{тр}} = T_{\text{п1}} = \text{const}. \quad (1.4.5)$$

$$\tau > 0, r = R_2, \quad -\lambda_{\text{тр}} \frac{\partial T_{\text{тр}}}{\partial r} = -\lambda_{\text{эф}} \frac{\partial T_{\text{и}}}{\partial r}, \quad T_{\text{тр}} = T_{\text{и}}; \quad (1.4.6)$$

$$\tau > 0, r = R_3, \quad -\lambda_{\text{эф}} \frac{\partial T_{\text{и}}}{\partial r} = -\lambda_{\text{в}} \frac{\partial T_{\text{в}}}{\partial r}, \quad T_{\text{и}} = T_{\text{в}}; \quad (1.4.7)$$

$$\tau > 0, r = R_4, \quad T_{\text{в}} = T_{\text{п2}} = \text{const}. \quad (1.4.8)$$

Эффективные теплофизические характеристики тепловой изоляции определялись по известным выражениям [83]. Например, коэффициент теплопроводности слоя тепловой изоляции $\lambda_{\text{эф}}$ рассчитывался из выражения:

$$\lambda_{\text{эф}} = \lambda_{\text{и}} \varphi_{\text{и}} + \lambda_{\text{в}} \varphi_{\text{в}}. \quad (1.4.9)$$

Объемные доли $\varphi_{\text{и}}$, $\varphi_{\text{в}}$ связаны между собой следующим соотношением:

$$\varphi_{\text{и}} + \varphi_{\text{в}} = 1.$$

Обозначения: T – температура, К; τ – время, с; a – коэффициент температуропроводности, м²/с; r – координата, м; R – граница области расчета; C – теплоемкость, Дж/(кг·К); ρ – плотность, кг/м³; λ – коэффициент теплопроводности, Вт/(м·К); φ – объемная доля.

Индексы: тр – стенка трубы; и – слой изоляции; в – слой воды; 0 – начальный момент времени; п1 – внутренняя поверхность; п2 – внешняя поверхность; эф – эффективный; 1, 2, 3, 4 – номера границ области расчета (рисунок 1.3.3).

При работе теплопровода в нормативных (штатных) условиях считалось, что область 5 (рисунок 1.3.1) заполнена сухим воздухом.

Типичные результаты численных экспериментов [88–90] приведены в таблицах 1.4.1, 1.4.2. При проведении численных исследований основное внимание уделялось анализу влияния объемной доли влаги в слое пористой теплоизоляции на интенсивность тепловых потерь.

Таблица 1.4.1 – Тепловые потери q_L теплопровода, изолированного минеральной ватой, в условиях увлажнения теплоизоляции при $T_{пл}=373$ К в зависимости от φ_B

Вариант численного эксперимента	q_L , Вт/м	δ , %	Отклонение от СНиП 41-03-2003, ед.
$\varphi_B = 0.00$	133.67	0.4109	1.17
$\varphi_B = 0.05$	176.13	0.4114	1.54
$\varphi_B = 0.10$	212.21	0.4113	1.86
$\varphi_B = 0.20$	270.24	0.4100	2.37
$\varphi_B = 0.40$	350.28	0.4108	3.07
$\varphi_B = 0.60$	402.86	0.4100	3.53
$\varphi_B = 0.73$	428.34	0.4100	3.76

Рассматривались типичные для эксплуатации трубопроводов режимы как краткосрочного, так и длительного затопления. Короткие периоды затопления характеризуются относительно низкими объемными долями влаги φ_B в слое изоляции (0.01–0.05), а длинные – достаточно высокими значениями φ_B (до 0.73 для минеральной ваты и 0.1 для пенополиуретана).

Из данных, приведенных в таблицах 1.4.1, 1.4.2, видно, что увлажнение тепловой изоляции теплопровода приводит к значительному увеличению тепловых потерь. При этом рост влагосодержания изоляции ведет к соответствующему росту интенсивности теплоотвода с внешней поверхности

трубопровода. Тепловые потери трубопровода, в режиме предельного влагонасыщения тепловой изоляции увеличиваются в 3.76 раза по сравнению с нормативным режимом работы для изоляции из минеральной ваты и в 1.44 раза – для ППУ изоляции.

Также в таблицах 1.4.1 и 1.4.2 приведены значения погрешностей расчета по балансу энергии (δ , %). Значения δ не превышают 0,5 %, что является приемлемым при проведении численного анализа тепловых потерь теплопроводов в условиях затопления.

Таблица 1.4.2 – Тепловые потери q_L теплопровода, изолированного ППУ, в условиях увлажнения теплоизоляции при $T_{пл}=373$ К в зависимости от φ_B

Вариант численного эксперимента	q_L , Вт/м	δ , %	Отклонение от СНиП 41-03-2003, ед.
$\varphi_B = 0.00$	57.14	0.3901	–
$\varphi_B = 0.010$	69.87	0.3900	–
$\varphi_B = 0.025$	88.00	0.3904	–
$\varphi_B = 0.050$	115.85	0.3906	1.02
$\varphi_B = 0.075$	141.10	0.3901	1.24
$\varphi_B = 0.100$	164.10	0.3901	1.44

Сопоставление результатов численного моделирования с нормативными показателями тепловых потерь показывает, что нормативные показатели тепловых потерь [44] в целом достаточно близки по своим численным значениям к значениям q_L для условий насыщения тепловой изоляции влагой с относительно низким уровнем влагосодержания (до 1–3 %). При дальнейшем росте объемной доли воды в слое пористой теплоизоляции величины тепловых потерь растут и все более отличаются от нормативных показателей.

1.5 Анализ тепловых потерь канальных теплопроводов в условиях частичного затопления

Для того чтобы рассмотреть режимы работы теплопровода, частично погруженного в воду, в системе уравнений (1.4.1)–(1.4.9) необходимо учесть распределение тепла по угловой координате Θ . Система уравнений теплопроводности для рассматриваемой области решения в условиях частичного затопления (рисунок 1.3.2) имеет следующий вид [87]:

$$\tau > 0, R_1 \leq r < R_2, 0 \leq \Theta \leq \pi;$$

$$\frac{\partial T_{\text{тр}}}{\partial \tau} = a_{\text{тр}} \left(\frac{\partial^2 T_{\text{тр}}}{\partial r^2} + \frac{1}{r} \frac{\partial T_{\text{тр}}}{\partial r} + \frac{1}{r^2} \frac{\partial^2 T_{\text{тр}}}{\partial \Theta^2} \right); \quad (1.5.1)$$

$$\tau > 0, R_2 < r < R_3, 0 \leq \Theta \leq \pi;$$

$$C_{\text{эф}} \rho_{\text{эф}} \frac{\partial T_{\text{и}}}{\partial \tau} = \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left(\lambda_{\text{эф}} \cdot r \frac{\partial T_{\text{и}}}{\partial r} \right) + \frac{1}{r^2} \frac{\partial}{\partial \Theta} \left(\lambda_{\text{эф}} \frac{\partial T_{\text{и}}}{\partial \Theta} \right); \quad (1.5.2)$$

$$\tau > 0, R_3 < r \leq R_4, 0 \leq \Theta < \frac{\pi}{2};$$

$$\frac{\partial T_{\text{возд}}}{\partial \tau} = a_{\text{возд}} \left(\frac{\partial^2 T_{\text{возд}}}{\partial r^2} + \frac{1}{r} \frac{\partial T_{\text{возд}}}{\partial r} + \frac{1}{r^2} \frac{\partial^2 T_{\text{возд}}}{\partial \Theta^2} \right); \quad (1.5.3)$$

$$\tau > 0, R_3 < r \leq R_4, \frac{\pi}{2} < \Theta \leq \pi;$$

$$\frac{\partial T_{\text{вода}}}{\partial \tau} = a_{\text{вода}} \left(\frac{\partial^2 T_{\text{вода}}}{\partial r^2} + \frac{1}{r} \frac{\partial T_{\text{вода}}}{\partial r} + \frac{1}{r^2} \frac{\partial^2 T_{\text{вода}}}{\partial \Theta^2} \right). \quad (1.5.4)$$

Начальные условия:

$$\tau = 0, R_1 \leq r \leq R_4, 0 \leq \Theta \leq \pi, T_{\text{тр}} = T_{\text{и}} = T_{\text{возд}} = T_{\text{вода}} = T_0 = \text{const}. \quad (1.5.5)$$

Граничные условия:

$$\tau > 0, r = R_1, 0 \leq \Theta \leq \pi, T_{\text{тр}} = T_{\text{и}} = \text{const}; \quad (1.5.6)$$

$$\tau > 0, r = R_2, 0 \leq \Theta \leq \pi, -\lambda_{\text{тр}} \frac{\partial T_{\text{тр}}}{\partial r} = -\lambda_{\text{эф}} \frac{\partial T_{\text{и}}}{\partial r}, T_{\text{тр}} = T_{\text{и}}; \quad (1.5.7)$$

$$\tau > 0, r = R_3, 0 \leq \Theta < \frac{\pi}{2}, -\lambda_{\text{эф}} \frac{\partial T_{\text{и}}}{\partial r} = -\lambda_{\text{возд}} \frac{\partial T_{\text{возд}}}{\partial r}, T_{\text{и}} = T_{\text{возд}}; \quad (1.5.8)$$

$$\tau > 0, r = R_3, \frac{\pi}{2} < \Theta \leq \pi, -\lambda_{\text{ф}} \frac{\partial T_{\text{и}}}{\partial r} = -\lambda_{\text{вода}} \frac{\partial T_{\text{вода}}}{\partial r}, T_{\text{и}} = T_{\text{вода}}; \quad (1.5.9)$$

$$\tau > 0, r = R_4, 0 \leq \Theta < \frac{\pi}{2}, T_{\text{возд}} = T_{\text{п2}} = \text{const}; \quad (1.5.10)$$

$$\tau > 0, r = R_4, \frac{\pi}{2} < \Theta \leq \pi, T_{\text{вода}} = T_{\text{п2}} = \text{const}; \quad (1.5.11)$$

$$\tau > 0, R_1 \leq r < R_2, \Theta = 0, \frac{\partial T_{\text{тр}}}{\partial \Theta} = 0; \quad (1.5.12)$$

$$\tau > 0, R_1 \leq r < R_2, \Theta = \pi, \frac{\partial T_{\text{тр}}}{\partial \Theta} = 0; \quad (1.5.13)$$

$$\tau > 0, R_2 < r < R_3, \Theta = 0, \frac{\partial T_{\text{и}}}{\partial \Theta} = 0; \quad (1.5.14)$$

$$\tau > 0, R_2 < r < R_3, \Theta = \pi, \frac{\partial T_{\text{и}}}{\partial \Theta} = 0; \quad (1.5.15)$$

$$\tau > 0, R_3 < r \leq R_4, \Theta = 0, \frac{\partial T_{\text{возд}}}{\partial \Theta} = 0; \quad (1.5.16)$$

$$\tau > 0, R_3 < r \leq R_4, \Theta = \pi, \frac{\partial T_{\text{вода}}}{\partial \Theta} = 0. \quad (1.5.17)$$

Эффективные теплофизические характеристики вычислялись по формулам, аналогичным выражению (1.4.9). В постановке задачи степень затопления проявляется изменением значения угловой координаты Θ на границе раздела сред (воздух – вода) [87]. Так, например, затоплению канала теплосети на 25% соответствует величина $\Theta = 3\pi/4$, затоплению на 50% – $\Theta = \pi/2$, а на 75% – $\Theta = \pi/4$ (рисунок 1.3.3).

Основные результаты численных экспериментов [87, 91], проведенных на базе двумерной модели рассматриваемой системы, приведены в таблицах 1.5.1, 1.5.2.

Численный анализ проводился для периода времени, соответствующего выходу процесса на стационарный режим. При проведении этих исследований рассматривались только стационарные режимы увлажнения изоляции, когда значение объемных долей компонент не изменялись во времени.

В таблице 1.5.1 даны результаты численного анализа тепловых потерь трубопровода, изолированного минеральной ватой, проведенного на базе двумерной модели, а в таблице 1.5.2 – изолированного ППУ.

Таблица 1.5.1 – Результаты численного анализа тепловых потерь теплотрубопровода, изолированного минеральной ватой, на базе двумерной модели при $T_{\text{пл}} = 373 \text{ К}$ в зависимости от $\varphi_{\text{в}}$

Вариант численного эксперимент а	$\varphi_{\text{в}} = 0.00$	$\varphi_{\text{в}} = 0.01$	$\varphi_{\text{в}} = 0.05$	$\varphi_{\text{в}} = 0.10$	$\varphi_{\text{в}} = 0.20$	$\varphi_{\text{в}} = 0.40$	$\varphi_{\text{в}} = 0.60$	$\varphi_{\text{в}} = 0.73$
$q_{\text{L}}, \text{Вт/м}$	133.1	142.2	175.5	211.5	269.5	349.5	402.1	427.5
$\delta, \%$	0.14	0.15	0.19	0.23	0.28	0.33	0.36	0.36

Таблица 1.5.2 – Тепловые потери q_{L} теплотрубопровода, изолированного ППУ, на базе двумерной модели при $T_{\text{пл}}=373 \text{ К}$ в зависимости от $\varphi_{\text{в}}$

Вариант численного эксперимента	$\varphi_{\text{в}} = 0.000$	$\varphi_{\text{в}} = 0.010$	$\varphi_{\text{в}} = 0.025$	$\varphi_{\text{в}} = 0.050$	$\varphi_{\text{в}} = 0.075$	$\varphi_{\text{в}} = 0.100$
$q_{\text{L}}, \text{Вт/м}$	56.84	69.53	87.60	115.37	140.57	163.53
$\delta, \%$	0.03	0.05	0.08	0.11	0.15	0.18

Более низкий уровень тепловых потерь при изолировании теплотрубопровода пенополиуретаном, по сравнению с изоляцией из минеральной ваты, объясняется тем, что ППУ имеет более низкий коэффициент теплопроводности и значительно меньшую открытую пористость. Соответственно в структуре ППУ содержится значительно

меньшее количество влаги, а, следовательно, он имеет и более низкую эффективную теплопроводность.

Сопоставление результатов δ численного анализа тепловых потерь теплотрубопроводов находящихся в условиях затопления, проведенных на основании одномерной (таблицы 1.4.1, 1.4.2) и двумерной (таблицы 1.5.1, 1.5.2) вариантов модели показывает, что применение двумерной модели рассматриваемой системы не приводит к значительному уточнению получаемых результатов ($\delta = 0.03 - 0.036 \%$). Следовательно, для анализа масштабов теплотерь с поверхности трубопроводов, работающих в режимах увлажнения теплоизоляции, можно использовать одномерную модель рассматриваемой системы.

В таблице 1.5.3 представлены результаты численного анализа масштабов тепловых потерь теплотрубопровода, изолированного минеральной ватой, в условиях частичного затопления в зависимости от температуры внутренней поверхности $T_{\text{пл}}$. При проведении этих исследований считалось, что влага не проникает в пористую структуру тепловой изоляции ($\varphi_{\text{в}} = 0$).

Таблица 1.5.3 – Тепловые потери q_L теплотрубопровода, изолированного минеральной ватой, в условиях частичного затопления

Вариант численного эксперимента	q_L , Вт/м			
	$T_{\text{пл}} = 373$ К	$T_{\text{пл}} = 383$ К	$T_{\text{пл}} = 393$ К	$T_{\text{пл}} = 403$ К
Канал не затоплен	24.32	27.00	29.66	32.33
Канал затоплен на 10 %	35.28	39.08	42.94	46.80
Канал затоплен на 25 %	51.68	57.19	62.85	68.51
Канал затоплен на 50 %	79.01	87.39	96.04	104.68
Канал затоплен на 75 %	106.34	117.58	129.22	140.86
Канал затоплен на 100 %	133.15	147.78	162.41	177.04

В таблице 1.5.4 приведены результаты численного исследования величин тепловых потерь теплотрубопровода, изолированного ППУ, в условиях частичного затопления канала теплосети в зависимости от температуры $T_{п1}$.

Таблица 1.5.4 – Тепловые потери q_L теплотрубопровода, изолированного пенополиуретаном, в условиях частичного затопления

Вариант численного эксперимента	q_L , Вт/м			
	$T_{п1} = 373$ К	$T_{п1} = 383$ К	$T_{п1} = 393$ К	$T_{п1} = 403$ К
Канал не затоплен	19.55	21.69	23.84	25.99
Канал затоплен на 10 %	23.28	25.83	28.34	30.15
Канал затоплен на 25 %	28.87	32.04	35.21	38.38
Канал затоплен на 50 %	38.19	42.39	46.58	50.78
Канал затоплен на 75 %	47.52	52.74	57.96	63.18
Канал затоплен на 100 %	56.84	63.09	69.33	75.58

Рисунок 1.5.1 иллюстрирует типичное температурное поле рассматриваемой системы в стационарном режиме при затоплении канала теплосети на 50 % (изоляция – минеральная вата, $T_{п1} = 373$ К, $\varphi_v = 0$).

Анализ данных, приведенных в таблицах 1.5.3, 1.5.4 и на рисунке 1.5.1, свидетельствует о том, что величина теплотерь трубопровода, находящегося в условиях частичного погружения в воду, прямопропорциональна возрастанию степени затопления канала теплотрассы водой. При частичном затоплении трубопровода интенсивный теплоотвод со «смоченной» поверхности изоляции не приводит к сколько-нибудь заметному перетеканию тепла по угловой координате из зоны «сухой» изоляции в зону изоляции, насыщенной влагой. Это объясняется тем, что толщина стального корпуса трубопровода, имеющего высокую

теплопроводность, относительно мала, а относительно «толстый» слой изоляции имеет низкую теплопроводность. Соответственно, даже при перепаде температур по угловой координате в несколько градусов, тепловой поток в окружном направлении остается очень низким. По этим причинам расчет потерь тепловой энергии при частичном затоплении каналов теплотрасс может проводиться с использованием одномерной модели с учетом площади поверхности изоляции покрытой водой.

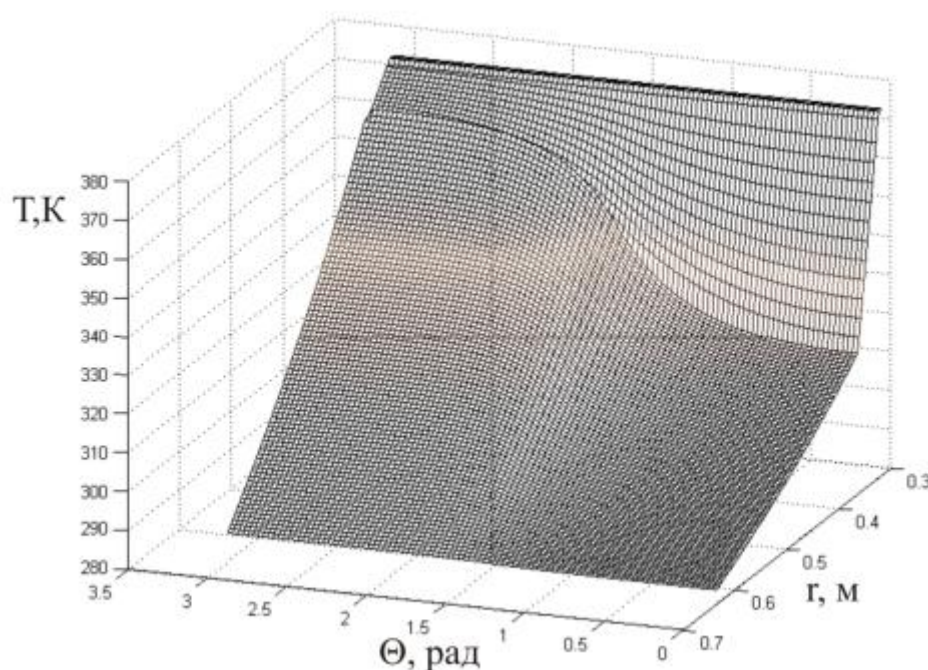


Рисунок 1.5.1 – Типичное температурное поле рассматриваемой системы при затоплении канала теплотрассы на 50 %

1.6 Влияние условий теплообмена на внешнем контуре тепловой изоляции на тепловые потери канальных теплопроводов в условиях затопления

В предыдущем параграфе предполагалось, что на внешнем контуре рассматриваемой системы поддерживается постоянная температура. В реальности подобные условия работы теплопроводов могут быть организованы только в лабораторных условиях. По этой причине следует

провести оценку влияния условий теплообмена на внешнем контуре тепловой изоляции на тепловые потери канальных теплопроводов в условиях затопления.

При анализе режимов работы теплотрубопровода в условиях конвективного теплообмена на его внешней поверхности из рассмотрения исключались области 3 и 4 (рисунок 1.3.2), а на внешнем контуре рассматриваемой системы вводились граничные условия третьего рода:

$$\tau > 0, r = R_3, 0 \leq \Theta < \frac{\pi}{2}, -\lambda_{\text{эф}} \frac{\partial T_{\text{и}}}{\partial r} = \alpha_{\text{возд/вода}} [T_{\text{и}}(\tau, R_3, \Theta) - T_{\text{окр}}]; \quad (1.6.1)$$

$$\tau > 0, r = R_3, \frac{\pi}{2} < \Theta \leq \pi, -\lambda_{\text{эф}} \frac{\partial T_{\text{и}}}{\partial r} = \alpha_{\text{возд/вода}} [T_{\text{и}}(\tau, R_3, \Theta) - T_{\text{окр}}]. \quad (1.6.2)$$

Обозначения: Θ – текущий угол, рад; α – коэффициент теплоотдачи, Вт/(м²·К); вода – слой воды, возд – слой воздуха, окр – окружающая среда.

В режимах конвективного теплообмена температура окружающей теплотрубопровод среды, в соответствии с оценками [46], принималась равной: $T_{\text{окр}} = 296.3$ К. При этом анализ проводился для условий естественной и вынужденной конвекции. В режимах вынужденной конвекции рассматривались умеренные, реально возможные скорости $V_{\text{окр}}$ (до 1 м/с) движения окружающих трубопровод сред.

Средние коэффициенты теплоотдачи при обтекании горизонтально расположенного цилиндра определялись по критериальным уравнениям [74]:

в режимах естественной конвекции

$$10^4 < \text{Gr} \cdot \text{Pr} < 10^9, \text{Nu} = 0.47 (\text{Gr} \cdot \text{Pr})^{1/4};$$

$$\text{Gr} \cdot \text{Pr} > 10^9, \text{Nu} = 0.1 (\text{Gr} \cdot \text{Pr})^{1/3},$$

в режимах вынужденной конвекции

$$5 \cdot 10^3 < \text{Re} < 5 \cdot 10^4, \text{Nu} = 0.148 \cdot \text{Re}^{0.633};$$

$$5 \cdot 10^4 < \text{Re} < 5 \cdot 10^5, \text{Nu} = 0.43 + 0.0208 \cdot \text{Re}^{0.814} \cdot \text{Pr}^{0.31},$$

здесь Nu, Gr, Pr, Re – числа Нуссельта, Грасгофа, Прандтля и Рейнольдса.

Результаты численного анализа тепловых потерь для штатного режима работы теплотрубопровода, изолированного минеральной ватой, в условиях вынужденной и естественной конвекции приведены в таблицах 1.6.1, 1.6.2.

При проведении численных исследований температурных полей и тепловых потерь трубопроводов в условиях конвективного теплообмена рассматривались как штатные, так и внештатные режимы эксплуатации. В первом случае окружающей средой являлся воздух, а во втором – вода.

Таблица 1.6.1 – Тепловые потери q_L теплотрубопровода, изолированного минеральной ватой, в условиях вынужденной конвекции воздуха

Вариант численного эксперимента	q_L , Вт/м			
	$T_{п1} = 373$ К	$T_{п1} = 383$ К	$T_{п1} = 393$ К	$T_{п1} = 403$ К
$V_{окр} = 0.25$ м/с	104.93	118.61	132.29	145.98
$V_{окр} = 0.50$ м/с	115.50	130.56	145.62	160.68
$V_{окр} = 1.00$ м/с	123.52	139.63	155.74	171.85

Таблица 1.6 – Тепловые потери q_L теплотрубопровода, изолированного минеральной ватой, в условиях естественной конвекции воздуха в зависимости от $T_{п1}$

$T_{п1}$, К	373	383	393	403
q_L , Вт/м	110.72	125.16	139.60	154.04

В таблицах 1.6.3, 1.6.4 представлены результаты численных экспериментов для проектного (штатного) режима работы теплотрубопровода, изолированного ППУ, в условиях вынужденной и естественной конвекции.

Сопоставление результатов численного анализа теплотерь трубопровода с изоляцией из минеральной ваты, работающего в штатных

режимах (таблицы 1.6.1, 1.6.2) с нормированными по СНиП 41-03-2003 [44] показателями, показывает достаточно хорошее соответствие полученных данных для широко распространенной в настоящее время конфигурации теплопровода. Это соответствие является косвенным доказательством адекватности рассматриваемой математической модели.

Таблица 1.6.3 – Тепловые потери q_L теплотрубопровода, изолированного пенополиуретаном, в условиях вынужденной конвекции воздуха

Вариант численного эксперимента	q_L , Вт/м			
	$T_{пл} = 373$ К	$T_{пл} = 383$ К	$T_{пл} = 393$ К	$T_{пл} = 403$ К
$V_{окр} = 0.25$ м/с	58.29	65.90	73.50	81.10
$V_{окр} = 0.50$ м/с	61.53	69.55	77.58	85.60
$V_{окр} = 1.00$ м/с	63.81	72.14	80.46	88.78

Таблица 1.6.4 – Тепловые потери q_L теплотрубопровода, изолированного ППУ, в условиях естественной конвекции воздуха в зависимости от $T_{пл}$

$T_{пл}$, К	373	383	393	403
q_L , Вт/м	60.06	67.89	75.72	83.55

Потери тепла трубопровода, изолированного пенополиуретаном (таблицы 1.6.3, 1.6.4), при работе в проектном режиме существенно ниже нормативных величин, регламентируемых в СНиП 41-03-2003 [44]. Это объясняется тем, что при утверждении норм линейных тепловых потерь трубопроводов рассматриваются только широко распространенные конфигурации теплотрубопроводов с использованием изоляции из волокнисто-пористых материалов (стеклянная, минеральная вата) [91, 92].

В таблице 1.6.5 представлены результаты численных экспериментов для условий работы теплотрубопровода, изолированного минеральной ватой,

в затопленном состоянии в режимах естественной конвекции, а также проведено сравнение данных численного анализа с проектным (таблица 1.6.2) и нормативным режимами работы теплотрубопровода. Результаты численного анализа теплотеря трубопровода с изоляцией из ППУ в условиях, аналогичных таблице 1.6.5, даны в таблице 1.6.6.

Таблица 1.6.5 – Тепловые потери теплотрубопровода, изолированного минватой, в условиях естественной конвекции при $T_{пл}=373$ К

Вариант расчета	q_L , Вт/м	Отклонение от таб. 1.6.2, ед.	Отклонение от СНиП 41-03-2003, ед.
$\varphi_B = 0.00$	140.87	1.27	1.23
$\varphi_B = 0.05$	205.71	1.86	1.79
$\varphi_B = 0.20$	398.97	3.60	3.49
$\varphi_B = 0.40$	653.71	5.90	5.73
$\varphi_B = 0.60$	905.05	8.17	7.94
$\varphi_B = 0.73$	1066.4	9.63	9.35

Таблица 1.6.6 – Тепловые потери теплотрубопровода, изолированного ППУ, в условиях естественной конвекции воды при $T_{пл}=373$ К

Вариант расчета	q_L , Вт/м	Отклонение от таб. 1.6.4, ед.	Отклонение от СНиП 41-03-2003, ед.
$\varphi_B = 0.00$	68.30	1.14	–
$\varphi_B = 0.025$	113.43	1.88	–
$\varphi_B = 0.050$	158.44	2.65	1.39
$\varphi_B = 0.075$	203.35	3.38	1.78
$\varphi_B = 0.100$	248.14	4.13	2.17

Тепловые потери трубопровода, изолированного минеральной ватой, в условиях естественной конвекции, в зависимости от температуры внутренней поверхности $T_{\text{пл}}$ и объемной доли влаги $\varphi_{\text{в}}$, превышают потери проектного режима работы в 1.27 – 9.63 раза, а нормативного – в 1.23 – 9.35 раза.

Из анализа данных таблицы 1.6.6 видно, что доминирующую роль в увеличении тепловых потерь играет рост влагосодержания тепловой изоляции. При этом в режимах предельного влагонасыщения теплотери трубопровода, изолированного ППУ, в зависимости от $T_{\text{пл}}$, превышают нормативные показатели в 2.17 раза. Относительная разность тепловых потерь в режимах естественной конвекции воздуха и воды (при $\varphi_{\text{в}}=0$) для трубопровода изолированного минватой составляет 21.4 %, а ППУ – 12.7 %.

Из данных, приведенных в таблицах 1.6.7–1.6.12 видно, что при увеличении скорости движения окружающей среды в исследуемом диапазоне (0.25–1.0 м/с) не наблюдается существенного увеличения тепловых потерь. В рассматриваемых вариантах численных экспериментов увеличение влагосодержания изоляции ведет к соответствующей росту теплоотвода.

Таблица 1.6.7 – Тепловые потери q_L теплотрубопровода, изолированного минватой, в условиях вынужденной конвекции воды при $V_{\text{окр}} = 0.25$ м/с

Вариант численного эксперимента	q_L , Вт/м			
	$T_{\text{пл}} = 373$ К	$T_{\text{пл}} = 383$ К	$T_{\text{пл}} = 393$ К	$T_{\text{пл}} = 403$ К
$\varphi_{\text{в}} = 0.00$	141.17	159.59	178.00	196.41
$\varphi_{\text{в}} = 0.05$	206.37	233.28	260.19	287.11
$\varphi_{\text{в}} = 0.20$	401.45	453.81	506.16	558.52
$\varphi_{\text{в}} = 0.40$	661.40	747.53	833.66	919.11
$\varphi_{\text{в}} = 0.60$	917.96	1037.7	1157.4	1277.1
$\varphi_{\text{в}} = 0.73$	1084.5	1225.9	1367.3	1508.8

Таблица 1.6.8 – Тепловые потери q_L теплотрубопровода, изолированного минватой, в условиях вынужденной конвекции воды при $V_{\text{окр}} = 0.5$ м/с

Вариант численного эксперимента	q_L , Вт/м			
	$T_{\text{пл}} = 373$ К	$T_{\text{пл}} = 383$ К	$T_{\text{пл}} = 393$ К	$T_{\text{пл}} = 403$ К
$\varphi_B = 0.00$	141.25	159.67	178.10	196.51
$\varphi_B = 0.05$	206.53	233.46	260.40	287.33
$\varphi_B = 0.20$	402.05	454.49	506.93	559.36
$\varphi_B = 0.40$	662.04	748.38	834.73	921.07
$\varphi_B = 0.60$	921.14	1041.3	1161.4	1281.5
$\varphi_B = 0.73$	1088.9	1230.9	1372.9	1515.0

Относительная разность тепловых потерь трубопроводов в режимах вынужденной конвекции воздуха и воды (при $\varphi_B=0$) для теплотрубопровода изолированного минеральной ватой лежит в диапазоне 12.56 – 25.67 %, а пенополиуретаном – 6.72 – 14.75 %.

Таблица 1.6.9 – Тепловые потери q_L теплотрубопровода, изолированного минватой, в условиях вынужденной конвекции воды при $V_{\text{окр}} = 1.0$ м/с

Вариант численного эксперимента	q_L , Вт/м			
	$T_{\text{пл}} = 373$ К	$T_{\text{пл}} = 383$ К	$T_{\text{пл}} = 393$ К	$T_{\text{пл}} = 403$ К
$\varphi_B = 0.00$	141.30	159.72	178.14	196.57
$\varphi_B = 0.05$	206.62	233.57	260.51	287.46
$\varphi_B = 0.10$	271.91	307.38	342.84	378.30
$\varphi_B = 0.20$	402.40	454.88	507.36	559.84
$\varphi_B = 0.40$	662.98	749.44	835.91	922.37
$\varphi_B = 0.60$	922.95	1043.3	1163.7	1284.1
$\varphi_B = 0.73$	1091.5	1233.8	1376.2	1518.5

Таблица 1.6.10 – Тепловые потери q_L теплотрубопровода, изолированного ППУ, в условиях вынужденной конвекции воды при $V_{\text{окр}} = 0.25$ м/с

Вариант численного эксперимента	q_L , Вт/м			
	$T_{\text{пл}} = 373$ К	$T_{\text{пл}} = 383$ К	$T_{\text{пл}} = 393$ К	$T_{\text{пл}} = 403$ К
$\varphi_B = 0.00$	68.38	77.30	86.22	95.14
$\varphi_B = 0.010$	86.49	97.77	109.05	120.33
$\varphi_B = 0.025$	113.64	128.46	143.28	158.10
$\varphi_B = 0.050$	158.85	179.57	200.28	221.00
$\varphi_B = 0.075$	204.02	230.63	257.24	283.85
$\varphi_B = 0.100$	249.16	281.65	314.15	346.64

Таблица 1.6.11 – Тепловые потери q_L теплотрубопровода, изолированного ППУ, в условиях вынужденной конвекции воды при $V_{\text{окр}} = 0.5$ м/с

Вариант численного эксперимента	q_L , Вт/м			
	$T_{\text{пл}} = 373$ К	$T_{\text{пл}} = 383$ К	$T_{\text{пл}} = 393$ К	$T_{\text{пл}} = 403$ К
$\varphi_B = 0.00$	68.40	77.32	86.24	95.16
$\varphi_B = 0.010$	86.52	97.80	109.08	120.37
$\varphi_B = 0.025$	113.69	128.52	143.34	158.17
$\varphi_B = 0.050$	158.95	179.68	200.41	221.14
$\varphi_B = 0.075$	204.19	230.82	257.45	284.08
$\varphi_B = 0.100$	249.32	281.82	314.33	346.81

Из данных таблиц 1.6.1–1.6.12 видно, что режим теплообмена не играет существенной роли при определении тепловых потерь трубопроводов, эксплуатируемых в условиях затопления каналов теплотрасс. Разность результатов численных исследований для «кондуктивной» (таблицы 1.6.1, 1.6.2) и «конвективной» моделей (таблицы 1.6.5–1.6.12) достаточно мала (менее 4.5 %), что дает возможность исключить из рассмотрения внешнюю

область 5 (рисунок 1.3.1) для условий полного затопления канала тепловой сети, а также областей 3 и 4 для режимов работы теплотрубопровода в состоянии частичного затопления (рисунок 1.3.2).

Таблица 1.6.12 – Тепловые потери q_L теплотрубопровода, изолированного ППУ, в условиях вынужденной конвекции воды при $V_{окр} = 1.0$ м/с

Вариант численного эксперимента	q_L , Вт/м			
	$T_{пл} = 373$ К	$T_{пл} = 383$ К	$T_{пл} = 393$ К	$T_{пл} = 403$ К
$\varphi_B = 0.00$	68.42	77.34	86.26	95.18
$\varphi_B = 0.010$	86.60	97.86	109.12	120.44
$\varphi_B = 0.025$	113.72	128.54	143.37	158.20
$\varphi_B = 0.050$	159.00	179.73	200.47	221.19
$\varphi_B = 0.075$	204.30	230.94	257.57	284.19
$\varphi_B = 0.100$	249.43	281.92	314.43	346.93

Диапазон изменения скоростей движения жидкости внутри каналов тепловых сетей выбран исходя из реально возможных интенсивностей движения окружающей среды. Достижение больших значений $V_{окр}$ в реальной практике по существу невозможно. Поэтому, на основании полученных результатов, можно сделать вывод о том, что интенсификация тепловых потерь трубопроводов в условиях затопления обусловлена в первую очередь насыщением теплоизоляции влагой. При этом объемная теплоемкость увлажненных изоляционных материалов существенно увеличивается за счет роста, как удельной теплоемкости, так и плотности вещества, заполняющего поры. Кроме того, растет и эффективная теплопроводность изоляции за счет замены воздуха в порах водой. На основании результатов численного анализа выявлено, что наиболее эффективным средством борьбы с ростом тепловых потерь, при затоплении каналов тепловых сетей, является герметизация внешней поверхности

изоляционного слоя специальным износостойким покрытием. В этом случае даже интенсивное движение воды в канале фактически не повлияет на величину тепловых потерь.

1.7 Тепловые потери канальных теплопроводов в условиях затопления с учетом нестационарности процесса насыщения тепловой изоляции влагой

В реальных режимах работы трубопроводов изоляция пропитывается влагой в течение некоторого достаточно продолжительного промежутка времени и поэтому целесообразен учет нестационарности процесса насыщения тепловой изоляции влагой. Для этого рассматривается процесс фильтрации наружной воды в слое теплоизоляционного материала [92].

Для расчета температурных полей теплотрубопроводов в условиях увлажнения изоляции с учетом нестационарности процесса насыщения пористой теплоизоляции влагой к рассмотренным выше системам уравнений необходимо добавить уравнения движения и неразрывности для жидкости, заполняющей пористую структуру теплоизоляционного слоя.

Одномерное уравнение неразрывности в цилиндрической системе координат для фильтрующейся в слое тепловой изоляции воды (рисунки 1.3.1, 1.3.2), по аналогии с [111], представляется в следующей форме:

$$\frac{\partial \varphi_{\text{ж}}}{\partial \tau} + \frac{\partial (U_{\text{ж}} \varphi_{\text{ж}})}{\partial r} + \frac{U_{\text{ж}}}{r} \varphi_{\text{ж}} = 0, \quad \tau > 0, R_2 \leq r \leq R_3; \quad (1.7.1)$$

$$\rho_{\text{ж}} = \text{const}.$$

Начальное условие:

$$\tau = 0, R_2 \leq r \leq R_3, \quad \varphi_{\text{ж}} = 0; \quad (1.7.2)$$

Граничное условие:

$$\tau > 0, r = R_3, \quad \varphi_{\text{ж}} = f. \quad (1.7.3)$$

Скорость движения жидкости $U_{\text{ж}}$ определялась по закону линейной фильтрации Дарси [112]:

$$U_{\text{ж}} = -\frac{k}{\mu} \frac{\partial P}{\partial r}, \quad R_2 \leq r \leq R_3; \quad (1.7.4)$$

$$r = R_2, \quad P = P_2; \quad (1.7.5)$$

$$r = R_3, \quad P = P_3. \quad (1.7.6)$$

Обозначения: φ – объемная доля компоненты; U – скорость фильтрации, м/с; f – пористость; k – проницаемость, м²; μ – вязкость, Па·с; P – давление, Па.

Индексы: 2, 3 – номера границ областей (рисунок 1.3.3); ж – жидкость.

Возможность использования закона Дарси для анализа процессов переноса вещества в пористой структуре теплоизоляционных материалов обоснована в [55].

При рассмотрении процесса фильтрации предполагалось, что жидкость является однофазной, пористый материал не испытывает деформаций, а между жидкостью и каркасом изоляции существует локальное термодинамическое равновесие. Изменение температуры жидкости, возникающее при малом изменении давления в ходе движения, компенсируется теплообменом с каркасом пористой системы [105, 113].

Перепад давлений, необходимый для расчета скорости фильтрации, задавался параметрически и соответствовал гидростатическому давлению столба жидкости над верхней точкой тепловой изоляции трубопровода (рисунок 1.3.1). Высота столба жидкости h над поверхностью изоляции трубопровода (рисунок 1.3.1) варьировалась в диапазоне от 0 мм до 100 мм.

На рисунках 1.7.1–1.7.3 приведены распределения объемной доли влаги $\varphi_{\text{в}}$ по толщине тепловой изоляции из минеральной ваты в зависимости от разности давлений в различные моменты времени.

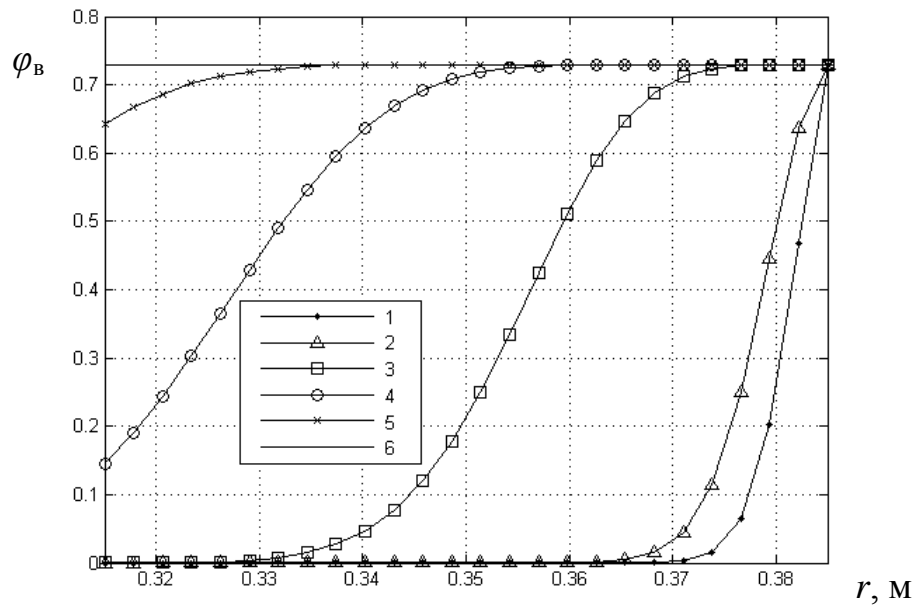


Рисунок 1.7.1 – Распределение объемной доли влаги φ_B по толщине минераловатной теплоизоляции при разности давлений 10 Па в различные моменты времени: 1 – 500 с; 2 – 1 000 с; 3 – 5 000 с; 4 – 10 000 с; 5 – 15 000 с; 6 – 20 000 с

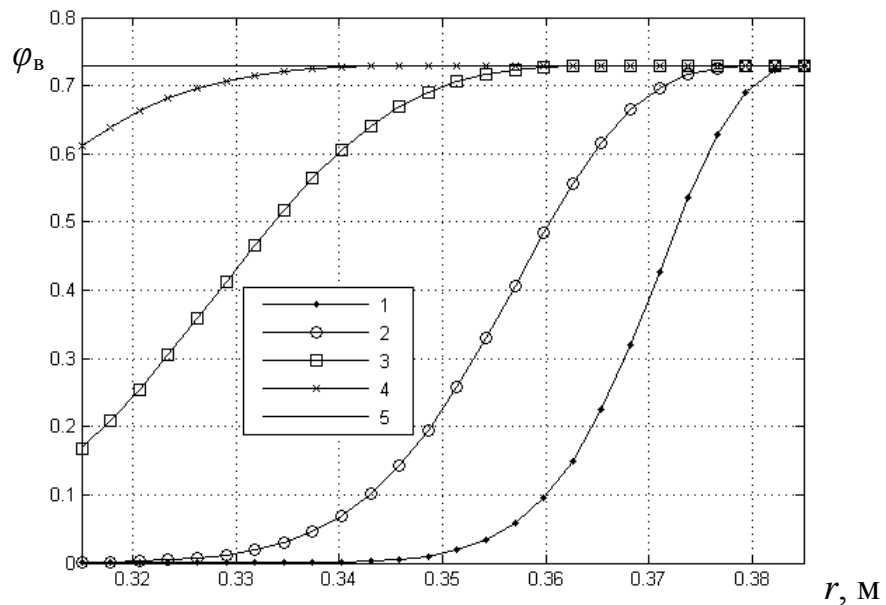


Рисунок 1.7.2 – Распределение объемной доли влаги φ_B по толщине минераловатной изоляции при разности давлений 100 Па в различные моменты времени: 1 – 250 с; 2 – 500 с; 3 – 1 000 с; 4 – 1 500 с; 5 – 2 500 с

Результаты численного анализа, представленные на рисунках 1.7.1–1.7.3, говорят о том, что в зависимости от перепада давлений процесс насыщения минераловатной теплоизоляции влагой до предельного значения длится от 5 минут (при разности давлений 1000 Па) до 5.5 часов (разность давлений 10 Па). Столь быстрое увлажнение тепловой изоляции, изготовленной из минеральной ваты, связано с тем, что минераловата является материалом, обладающим достаточно высоким коэффициентом проницаемости.

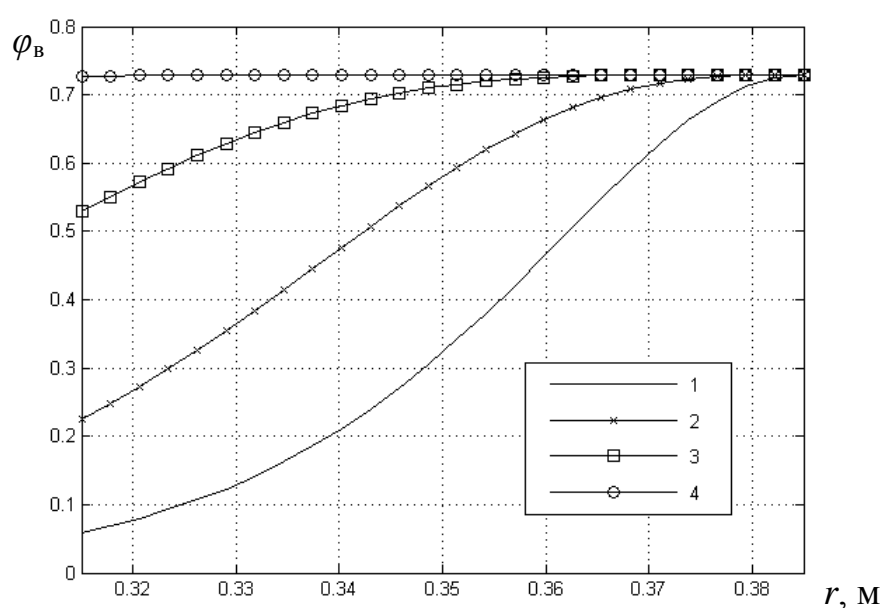


Рисунок 1.7.3 – Распределение объемной доли влаги φ_v по толщине минераловатной изоляции при разности давлений 1000 Па в различные моменты времени: 1 – 50 с; 2 – 100 с; 3 – 150 с; 4 – 300 с

На рисунках 1.7.4–1.7.6 приведены результаты численных исследований по распределению объемной доли влаги φ_v по толщине тепловой изоляции из пенополиуретана в условиях, аналогичных условиям рисунков 1.7.1–1.7.3.

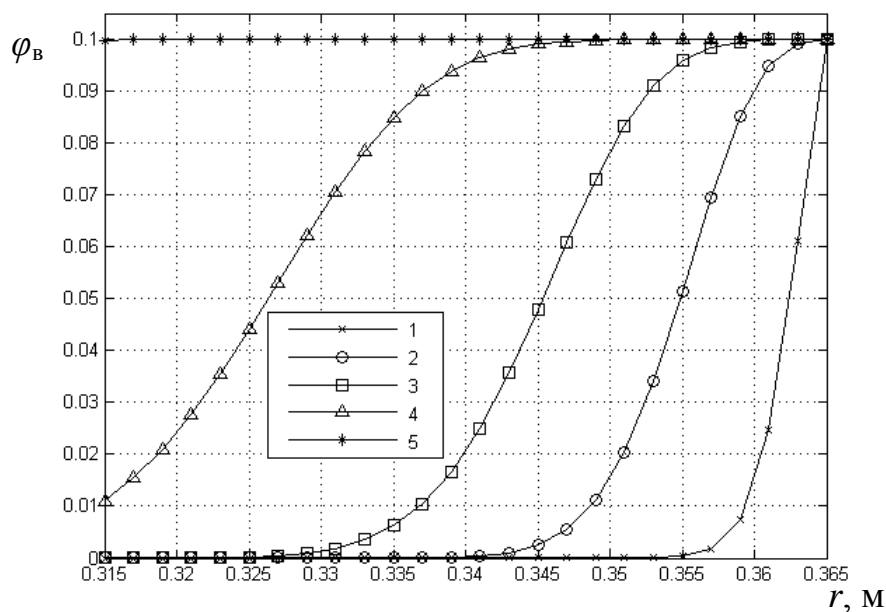


Рисунок 1.7.4 – Распределение объемной доли влаги φ_B по толщине ППУ изоляции при разности давлений 10 Па в различные моменты времени: 1 – 10^5 с; 2 – $5 \cdot 10^5$ с; 3 – 10^6 с; 4 – $2 \cdot 10^6$ с; 5 – $4.5 \cdot 10^6$ с

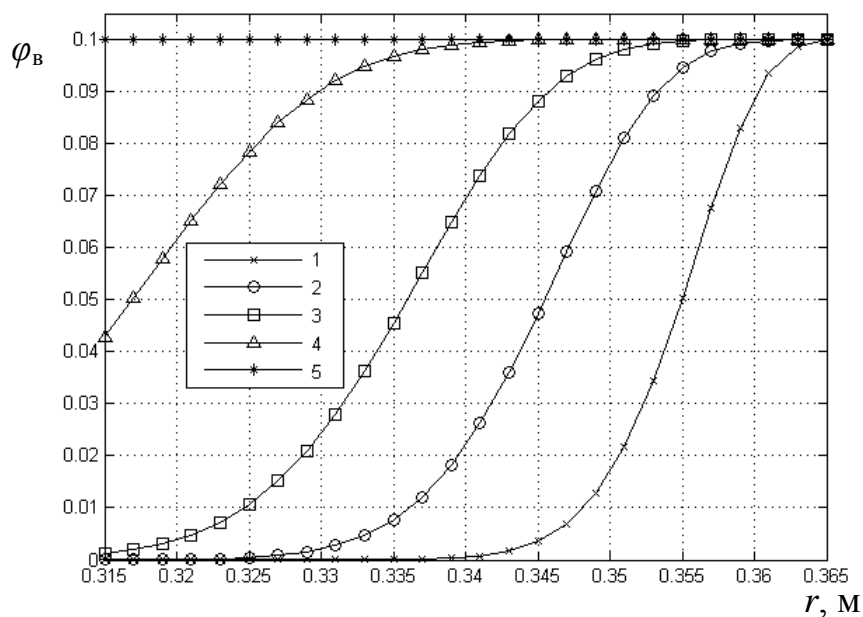


Рисунок 1.7.5 – Распределение объемной доли влаги φ_B по толщине ППУ изоляции при разности давлений 100 Па в различные моменты времени: 1 – $5 \cdot 10^4$ с; 2 – 10^5 с; 3 – $1.5 \cdot 10^5$ с; 4 – $2.5 \cdot 10^5$ с; 5 – $5 \cdot 10^5$ с

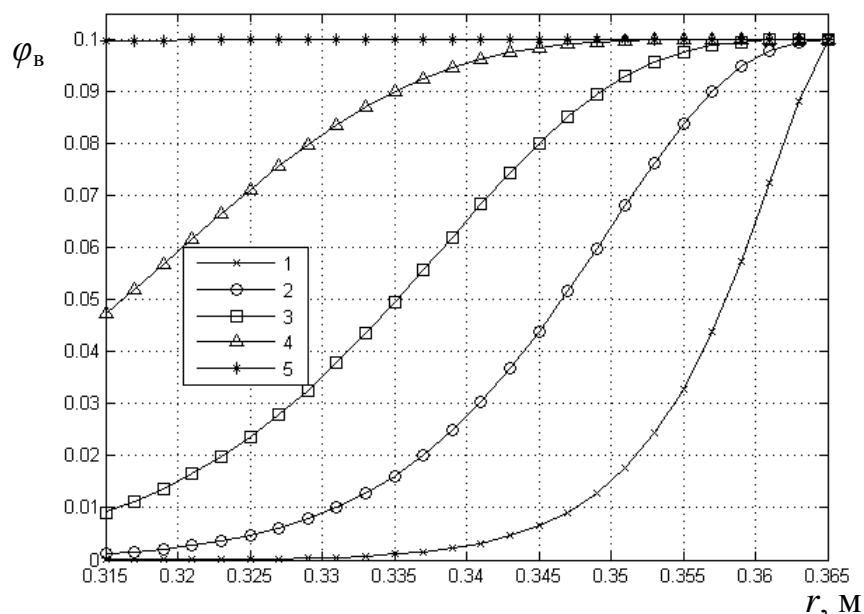


Рисунок 1.7.6 – Распределение объемной доли влаги φ_v по толщине ППУ изоляции при разности давлений 1000 Па в различные моменты времени: 1 – $2.5 \cdot 10^3$ с; 2 – 10^4 с; 3 – $1.5 \cdot 10^4$ с; 4 – $2.5 \cdot 10^4$ с; 5 – $5 \cdot 10^4$ с.

Результаты численных исследований по распределению объемной доли влаги по толщине тепловой изоляции из пенополиуретана, приведенные на рисунках 1.7.4–1.7.6, свидетельствуют о том, что процесс фильтрации влаги в слое теплоизоляции из ППУ длится существенно дольше, чем аналогичный процесс при использовании теплоизоляции из минеральной ваты. Продолжительность процесса увлажнения пенополиуретановой теплоизоляции до максимально возможного значения, в этом случае, составляет 13.8 часа при разности давлений 1000 Па и 52.08 суток при перепаде давлений в 10 Па. Связано это, в свою очередь, с достаточно низкой проницаемостью пенополиуретана.

Опираясь на вышесказанное можно сделать вывод о том, что процесс насыщения тепловой изоляции трубопровода влагой носит нестационарный характер. При этом длительность процесса насыщения теплоизоляции влагой, в рамках предложенной модели, зависит от коэффициента проницаемости материала изоляции и перепада давлений.

На рисунках 1.7.7, 1.7.8 показаны характерные зависимости изменения величины тепловых потерь q_L во времени до наступления стационарного теплового режима. Результаты численных исследований изменения величины теплотерь для трубопровода, изолированного минеральной ватой, при различных перепадах давлений в слое теплоизоляции и температурах внутренней поверхности приведены на рисунке 1.7.7. Масштабы тепловых потерь трубопровода, изолированного ППУ, в рассматриваемом диапазоне изменения значимых параметров меняются несущественно, характерная зависимость изменения величин теплотерь от времени иллюстрирована рисунком 1.7.8.

Из рисунков 1.7.7, 1.7.8 видно, что уже через 2-3 минуты пребывания теплотрубопровода в состоянии затопления, потери тепла начинают превышать нормативные показатели. Рост теплотерь продолжается вплоть до установления стационарного теплового режима работы теплотрубопровода.

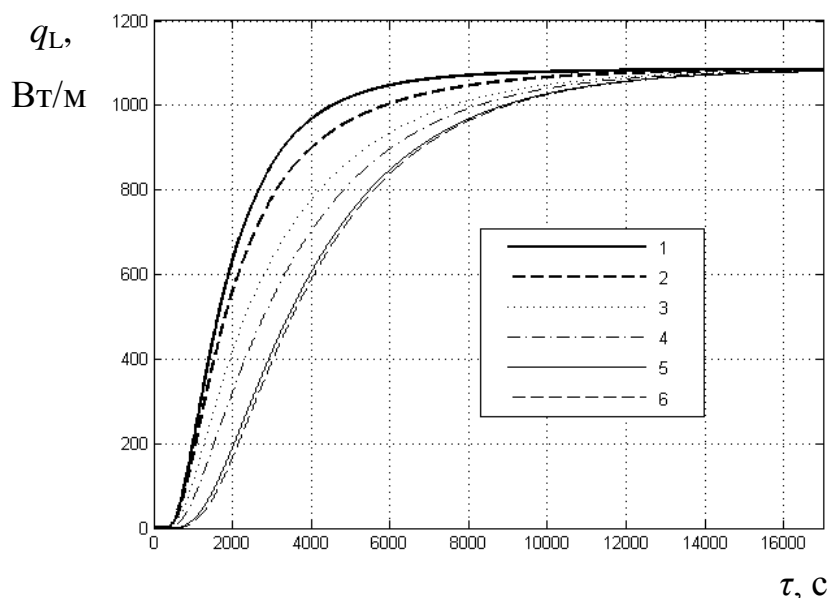


Рисунок 1.7.7 – Зависимость величины тепловых потерь от времени для трубопровода, изолированного минеральной ватой, при $T_{пл} = 373$ К и различных перепадах давлений: 1 – 10 Па; 2 – 20 Па; 3 – 50 Па; 4 – 100 Па; 5 – 500 Па; 6 – 1000 Па

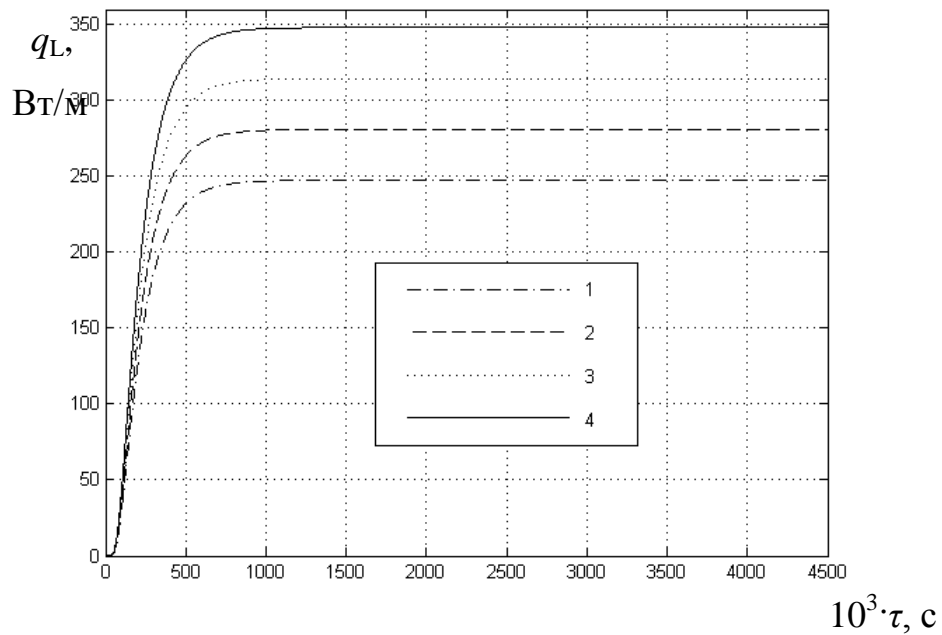


Рисунок 1.7.8 – Зависимость величины тепловых потерь от времени для трубопровода, изолированного ППУ, при разности давлений 500 Па и различных температурах внутренней поверхности $T_{пл}$: 1 – 373 К; 2 – 383 К; 3 – 393 К; 4 – 403 К

В таблице 1.7.1 даны характерные времена насыщения теплоизоляции влагой до предельного значения в зависимости от разности давлений для рассматриваемых в конфигураций теплотрубопроводов.

Таблица 1.7.1 – Характерные времена насыщения теплоизоляции влагой для рассматриваемых конфигураций теплотрубопроводов

Вариант численного эксперимента		Перепад давлений, Па					
		10	20	50	100	500	1000
Длительность насыщения изоляции влагой, с	Минеральная вата	$2 \cdot 10^4$	10^4	$5 \cdot 10^3$	2500	500	300
	ППУ	$4.5 \cdot 10^6$	$2.5 \cdot 10^6$	10^6	$5 \cdot 10^5$	10^5	$5 \cdot 10^4$

Анализ результатов численных экспериментов, приведенных в таблице 1.7.1, позволяет сделать вывод о том, что для материалов с относительно высоким коэффициентом проницаемости (изделия из минеральной или стеклянной ваты) нестационарным процессом увлажнения, в силу его малой продолжительности, можно пренебречь. В случае же с материалами, имеющими достаточно низкую проницаемость (ППУ, пенобетон и др.), нестационарный процесс насыщения теплоизоляции влагой необходимо учитывать при проведении оценки масштабов тепловых потерь трубопроводов, находящихся в условиях затопления.

1.8 Влияние испарения влаги на тепловые потери канальных теплопроводов, эксплуатируемых в условиях затопления

Влага, находящаяся в пористой структуре тепловой изоляции, при контакте с поверхностью «горячей» трубы будет испаряться. Возможность использования диффузионных моделей переноса при описании процессов тепломассообмена с фазовыми переходами в пористой структуре теплоизоляционных материалов обоснована в [55]. При проведении анализа влияния испарения влаги на тепловые потери канальных теплопроводов, работающих в условиях затопления [99–101], рассматривается широко распространенная конфигурация теплопровода, уложенного в одноячейковый подземный железобетонный канал. Предполагается, что теплопровод, эксплуатируется в условиях затопления канала тепловой сети, что соответствует максимальному увлажнению изоляции [92]. Начальные значения температур и влажности в рассматриваемой области решения (рисунок 1.8.1) имеют постоянные значения. В момент времени отличный от нуля на внутренней поверхности трубы R_1 (рисунок 1.8.1) устанавливается температура равная температуре теплоносителя в трубе, а на границе раздела «стенка трубы – слой тепловой изоляции» R_2 начинается испарение влаги. Образующийся пар диффундирует через слой увлажненной изоляции в

направлении внешней поверхности R_3 . Следствием присутствия в пористой структуре тепловой изоляции влаги и пара является изменение эффективной теплопроводности теплоизоляционного слоя, а поток массы на внешней поверхности теплоизоляции приводит к изменению механизмов тепломассообмена теплопровода с внешней средой.

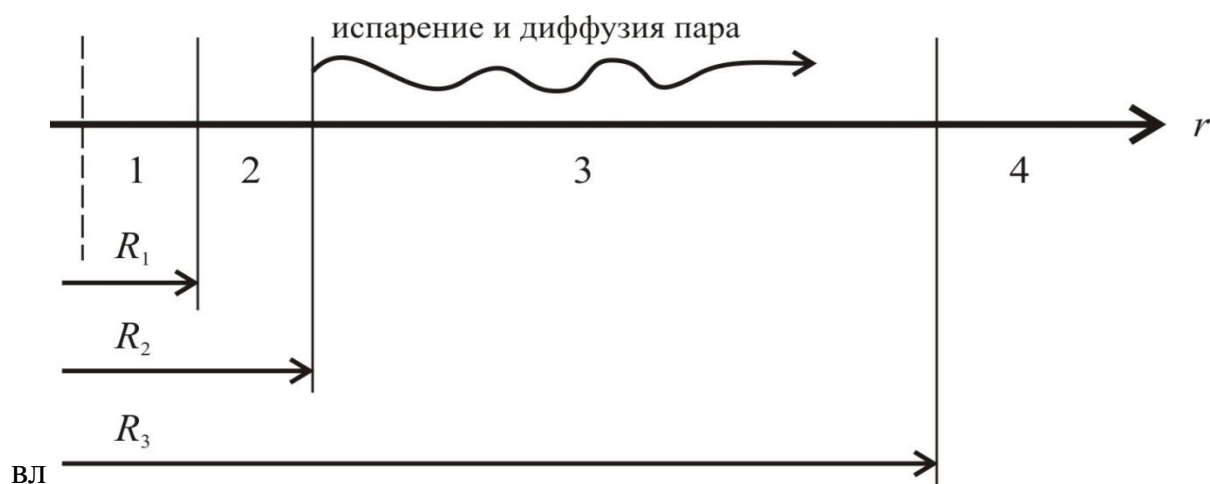


Рисунок 1.8.1 – Схематическое изображение области решения:

1 – теплоноситель; 2 – труба; 3 – изоляция; 4 – окружающая среда

С учетом рассматриваемых факторов, анализ тепловых потерь сводится к совместному решению нестационарной нелинейной задачи теплопроводности для двухслойного полого цилиндра «стенка трубы – слой увлажненной теплоизоляции» и задачи диффузии пара в слое увлажненной изоляции. Для задачи теплопроводности на внутренней поверхности трубы R_1 выставлялось граничное условие первого рода, а на внешней поверхности изоляции R_3 – граничные условия третьего рода (рисунок 1.8.1). На границе раздела R_2 «стенка трубы – слой увлажненной изоляции» учтен процесс испарения. Для задачи диффузии на границе R_2 задавалась плотность потока массы, а на границе R_3 условия массообмена рассматриваемой системы с окружающей средой.

Задача решена в цилиндрической системе координат, начало которой связано с осью симметрии. Математическая постановка задачи имеет вид:

$$\tau \geq 0, R_1 \leq r < R_2; \quad c_2 \rho_2 \frac{\partial T_2}{\partial \tau} = \lambda_2 \left(\frac{\partial^2 T_2}{\partial r^2} + \frac{1}{r} \frac{\partial T_2}{\partial r} \right); \quad (1.8.1)$$

$$\tau \geq 0, R_2 < r \leq R_3; \quad c_{ef}(\tau, r) \rho_{ef}(\tau, r) \frac{\partial T_3}{\partial \tau} = \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left(\lambda_{ef}(\tau, r) r \frac{\partial T_3}{\partial r} \right); \quad (1.8.2)$$

$$\tau = 0, R_1 \leq r \leq R_3; \quad T_2 = T_3 = T_0 = \text{const}; \quad (1.8.3)$$

$$\tau \geq 0, r = R_1; \quad T_2 = T_{in} = \text{const}; \quad (1.8.4)$$

$$\tau \geq 0, r = R_2; \quad \lambda_2 \frac{\partial T_2}{\partial r} = \lambda_{ef}(\tau, R_2) \frac{\partial T_3}{\partial r} + jq; \quad T_2 = T_3; \quad (1.8.5)$$

$$\tau \geq 0, r = R_3; \quad -\lambda_{ef}(\tau, R_3) \frac{\partial T_3}{\partial r} = \alpha(T_3 - T_{ex}); \quad (1.8.6)$$

$$\tau \geq 0, R_2 \leq r < R_3; \quad \frac{\partial C_{st}}{\partial \tau} = D_3 \left(\frac{\partial^2 C_{st}}{\partial r^2} + \frac{1}{r} \frac{\partial C_{st}}{\partial r} \right); \quad (1.8.7)$$

$$\tau = 0, R_2 \leq r \leq R_3; \quad C_{st} = C_0 = \text{const}; \quad (1.8.8)$$

$$\tau \geq 0, r = R_2; \quad -D_3 \rho_{ef}(\tau, R_2) \frac{\partial C_{st}}{\partial r} = j; \quad (1.8.9)$$

$$\tau \geq 0, r = R_3; \quad -D_3 \frac{\partial C_{st}}{\partial r} = \beta(C_{st} - C_{ex}). \quad (1.8.10)$$

Плотность потока массы при испарении влаги определялась из соотношения [113]:

$$j = \frac{a(P_s - P_p)}{\sqrt{\frac{2\pi R_g}{M} T(\tau, R_2)}}. \quad (1.8.11)$$

Коэффициент аккомодации вычислялся по формуле [114]:

$$a = \frac{0.059}{P_s^{0.5}}.$$

Парциальное давление испаряющейся компоненты в выражении (1.8.11) вычислялось методом Риделя-Планка-Миллера [115]. Теплота парообразования находилась по формуле [116]:

$$q = 2500.64 - 2.369T(\tau, R_2).$$

Теплофизические свойства слоя тепловой изоляции определялись с учетом объемных долей каждой компоненты [83]. Например, эффективный коэффициент теплопроводности вычислялся из соотношения:

$$\lambda_{ef}(\tau, r) = \lambda_3 C_3 + \lambda_w C_w + \lambda_{st} C_{st},$$

при условии, что $C_3 + C_w + C_{st} = 1$, $C_w + C_{st} = f$.

Коэффициент массоотдачи β определялся методом единого описания конвективного теплопереноса из выражения [85]:

$$\beta = \frac{\alpha}{c_{st} \rho_{ts}}.$$

Обозначения: α – коэффициент теплоотдачи, Вт/(м²·К); β – коэффициент массоотдачи, м/с; λ – коэффициент теплопроводности, Вт/(м·К); ρ – плотность, кг/м³; τ – время, с; C – относительная объемная концентрация; D – коэффициент диффузии, м²/с; M – молекулярная масса паров, кг/моль; P – давление, Па; Q – тепловые потери, Вт/м; R – граница области расчета, м; R_g – газовая постоянная, Дж/(кмоль·К); T – температура, К; a – коэффициент аккомодации; c – теплоемкость, Дж/(кг·К); f – открытая пористость; j – плотность потока массы, кг/(м²·с); q – теплота фазового перехода, Дж/кг; r – координата, м.

Индексы: 0 – начальный момент времени; 1, 2, 3 – номера границ областей расчета; *dif* – диффузия; *dry* – сухой; *ef* – эффективный; *ev* – испарение; *ex* – наружный; *in* – внутренний; *max* – максимальный; *p* – парциальный; *s* – насыщение; *st* – пар; *w* – вода; *wet* – увлажненный.

Задача (1.8.1)–(1.8.11) решена методом конечных разностей [84] с использованием неявной четырехточечной разностной схемы. Особенность решения задачи (1.8.1)–(1.8.11) состояла в разрыве значений теплофизических свойств на границе раздела «стенка трубы – слой изоляции» и наличии нелинейного члена в граничном условии (1.8.5).

Численный анализ проводился для трубы с диаметром условного прохода 600 мм, изготовленной из стали 10 (толщина 9 мм) и двух вариантов тепловой изоляции – минеральная вата (толщина 70 мм) и пенополиуретан

(толщина 50 мм). Значение температуры в рассматриваемой области решения в начальный момент времени принималось равным $T_0=298$ К. Температура внутренней поверхности трубы принималась равной $T_{in}=338; 363; 383$ К и соответствовала среднегодовым температурам теплоносителей в подающих трубопроводах тепловых сетей [44]. Температура окружающей трубопровод среды составляла $T_{ex}=298$ К. Коэффициент теплоотдачи от поверхности изоляции к внешней среде, на основании исследований [90, 92], принимался равным $\alpha = 11$ Вт/(м²·К). Начальные относительные объемные концентрации воды и пара в пористой структуре слоя тепловой изоляции принимались равными $C_w=f$ и $C_{st}=0$, а относительная объемная концентрация пара в окружающей среде – $C_{ex}=0$.

Значения коэффициентов диффузии пара вычислялись с учетом насыщенности пор тепловой изоляции влагой по формуле [104]: $D_3 \approx D \cdot f^3$, где D – коэффициент диффузии водяного пара в сухой изоляции, м²/с.

В таблице 1.8.1 приведены характеристики [86, 102] тепловой изоляции в сухом состоянии, использовавшиеся при проведении моделирования.

Таблица 1.8.1 – Характеристики тепловой изоляции

Материал	λ_3 , Вт/(м·К)	c_3 , кДж/(кг·К)	ρ_3 , кг/м ³	D_3 , м ² /с	f
Минеральная вата	0.059	0.67	206	$4.5 \cdot 10^{-7}$	0.73
Пенополиуретан	0.022	0.12	100	$1.9 \cdot 10^{-10}$	0.1

Основным допущением, при котором решена рассматриваемая задача, является допущение о не значительном влиянии конденсации движущегося в слое увлажненной изоляции водяного пара. Скорость конденсации можно оценить, используя следующее соотношение [114]:

$$j_{\text{конд}} = \frac{2a}{2-a} \left(\frac{P_p}{\sqrt{\frac{2\pi R_g}{M} T}} - \frac{P_s}{\sqrt{\frac{2\pi R_g}{M} T_s}} \right).$$

Результаты расчетов свидетельствуют о том, что для рассматриваемой задачи диапазон изменений скоростей конденсации составляет $j_{\text{конд}} = (1.98\text{--}4.64) \cdot 10^{-6}$ кг/(м²·с), а вычисления по (1.8.11) показали, что типичные значения скорости испарения имеют значения $j = (1.79\text{--}8.99) \cdot 10^{-5}$ кг/(м²·с). По этой причине конденсацией пара в структуре увлажненной изоляции можно обоснованно пренебречь.

При проведении численных исследований основное внимание уделялось анализу масштабности влияния эффекта испарения воды на внутренней поверхности трубы и диффузии образующегося при этом пара на интенсивность отвода теплоты в окружающую среду.

В таблице 1.8.2 приведены значения тепловых потерь рассматриваемой системы в условиях, когда изоляция не увлажнена Q_{dry} , изоляция увлажнена Q_{wet} , изоляция увлажнена и учитывается испарение влаги на поверхности трубы Q_{ev} , изоляция увлажнена, учитывается испарение и диффузия пара Q_{dif} .

Таблица 1.8.2 – Результаты численного моделирования

Вид изоляции	T_{in} , К	Q_{dry} , Вт/м	Q_{wet} , Вт/м	Q_{ev} , Вт/м	Q_{dif} , Вт/м	C_{st}^{max}
Минеральная вата	338	68.1	387.0	430.6	414.4	0.0506
	363	110.7	639.4	845.3	794.5	0.0935
	383	144.7	842.6	1309.1	1202.5	0.1112
Пенополиуретан	338	35.5	124.9	168.5	168.1	0.0005
	363	57.6	206.6	412.7	409.5	0.0024
	383	75.4	272.5	739.7	729.7	0.0056

Результаты численного моделирования, приведенные в таблице 1.8.2, свидетельствуют об ожидаемом росте тепловых потерь теплопровода с увеличением температуры внутренней поверхности T_{in} . При этом тепловые потери теплопровода изолированного минеральной ватой практически в два раза превышают потери теплопровода при использовании пенополиуретанового теплоизоляционного покрытия в условиях отсутствия

влаги в структуре изоляции (Q_{dry}), что хорошо согласуется с исследованиями [117]. Во всех вариантах численного моделирования (таблица 1.8.2) уровень тепловых потерь теплопровода, изолированного пенополиуретаном существенно ниже, чем при использовании минераловатной теплоизоляции, что объясняется значениями теплофизических характеристик материалов (таблица 1.8.1).

В таблице 1.8.3 приведено сопоставление результатов численного анализа тепловых потерь теплопровода в условиях увлажнения изоляции. Данные таблицы 1.8.3 позволяют сделать следующие выводы:

тепловые потери теплопроводов в условиях увлажнения изоляции без учета эффекта испарения (Q_{wet}) возрастают на 70-80 % по сравнению с тепловыми потерями теплопровода, имеющего сухую изоляцию (Q_{dry}) при рассматриваемых в данной работе значениях определяющих параметров (температура, толщина и вид тепловой изоляции);

вклад эффекта испарения влаги на поверхности трубы (рисунок 1.8.1) в тепловые потери теплопроводов, работающих в условиях увлажнения изоляции, составляет от 10.1 до 35.6 % при использовании тепловой изоляции из минеральной ваты и от 25.9 до 63.1 % для пенополиуретановой изоляции, что свидетельствует о необходимости учета процесса испарения при проведении численного анализа тепловых режимов теплопроводов, работающих с увлажненной изоляцией.

Более высокая составляющая эффекта испарения в суммарных тепловых потерях теплопровода с изоляцией из пенополиуретана объясняется тем, что пенополиуретановая изоляция имеет более низкую теплопроводность и открытую пористость (таблица 1.8.1) по сравнению с минеральной ватой, а, следовательно, и существенно меньшую эффективную теплопроводность.

Учет паровой компоненты в увлажненной тепловой изоляции теплопроводов приводит к снижению эффективной теплопроводности (из-за сравнительно невысоких теплофизических характеристик водяного пара) и

соответственно к уменьшению общего уровня тепловых потерь. Понижение уровня тепловых потерь составляет (таблица 1.8.3) до 8.1 % и до 1.3 % при использовании минераловатного и пенополиуретанового теплоизоляционных покрытий соответственно.

Таблица 1.8.3 – Сопоставление результатов численного моделирования

Вид изоляции	T_{in} , К	$\frac{Q_{wet} - Q_{dry}}{Q_{wet}} 100\%$	$\frac{Q_{ev} - Q_{wet}}{Q_{ev}} 100\%$	$\frac{Q_{ev} - Q_{dif}}{Q_{ev}} 100\%$	$\frac{Q_{dif} - Q_{dry}}{Q_{dif}} 100\%$
Минеральная вата	338	82.4	10.1	3.7	83.6
	363	82.7	24.3	6.0	86.1
	383	82.8	35.6	8.1	88.0
Пенополиуретан	338	71.6	25.9	0.2	78.9
	363	72.1	49.9	0.8	85.9
	383	72.3	63.1	1.3	89.7

Снижение уровня тепловых потерь теплопроводов в условиях увлажнения изоляции с учетом диффузии испаряющейся компоненты ограничено значениями C_{st} . Максимальные значения относительной объемной концентрации пара в пористой структуре слоя тепловой изоляции C_{st}^{max} приведены таблице 1.8.2. Значения C_{st} сравнительно невелики, однако позволяют заметно уточнить значения тепловых потерь для теплопровода с изоляцией из минеральной ваты. Для теплопровода, изолированного пенополиуретаном, влияние C_{st} на уменьшение потерь менее значительно.

Временные характеристики исследуемых процессов приведены в таблице 1.8.4. Анализ нестационарности процессов переноса для рассматриваемой задачи свидетельствует о том, что время выхода процессов тепломассопереноса на стационарный режим при использовании в качестве тепловой изоляции минеральной ваты не превышает 5.5 часов, что хорошо

согласуется с результатами исследований [92], а для изоляции из пенополиуретана составляет более 3.5 месяцев.

Таблица 1.8.4 – Временные характеристики

Вид изоляции	Время выхода на стационарный режим, с	
	задача диффузии	общее
Минеральная вата	$5 \cdot 10^3$	$2 \cdot 10^4$
Пенополиуретан	10^7	

На рисунках 1.8.2 и 1.8.3, в качестве примеров, приведены распределения относительных объемных концентраций пара по толщине слоя изоляции в различные моменты времени при $T_{in}=383$ К.

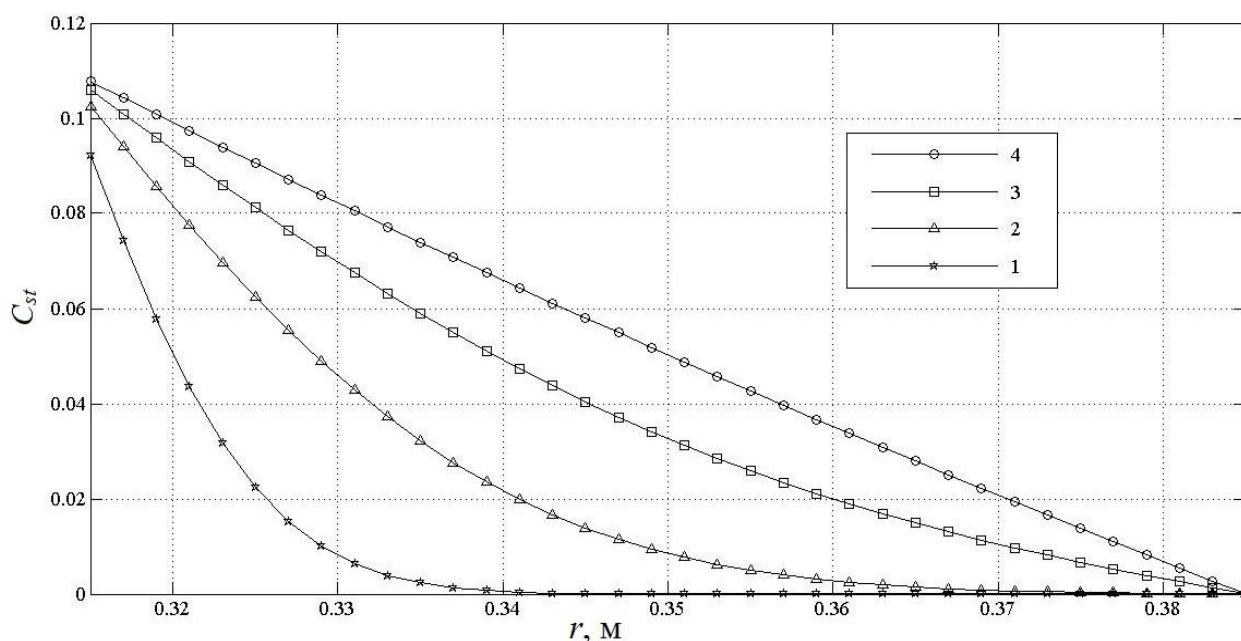


Рисунок 1.8.2 – Распределения относительных объемных концентраций пара (минеральная вата): 1 – $0.1 \cdot 10^3$ с.; 2 – $0.5 \cdot 10^3$ с.; 3 – $1.5 \cdot 10^3$ с.; 4 – $5 \cdot 10^3$ с

Результаты численного анализа, приведенные на рисунке 1.8.2, позволяют сделать вывод о том, что выход процесса диффузии пара на стационарный режим при температуре внутренней поверхности трубы $T_{in}=383$ К происходит сравнительно быстро (в течение 1.5 часов). Данные

рисунка 1.8.3 свидетельствуют о том, что в идентичных условиях эксплуатации процесс диффузии пара в теплоизоляции теплопровода из пенополиуретана длится существенно дольше (более 3.5 месяцев), чем в теплоизоляции из минеральной ваты. Эти обстоятельства объясняются существенными различиями в значениях коэффициентов диффузии минеральной ваты и пенополиуретана (таблица 1.8.1).

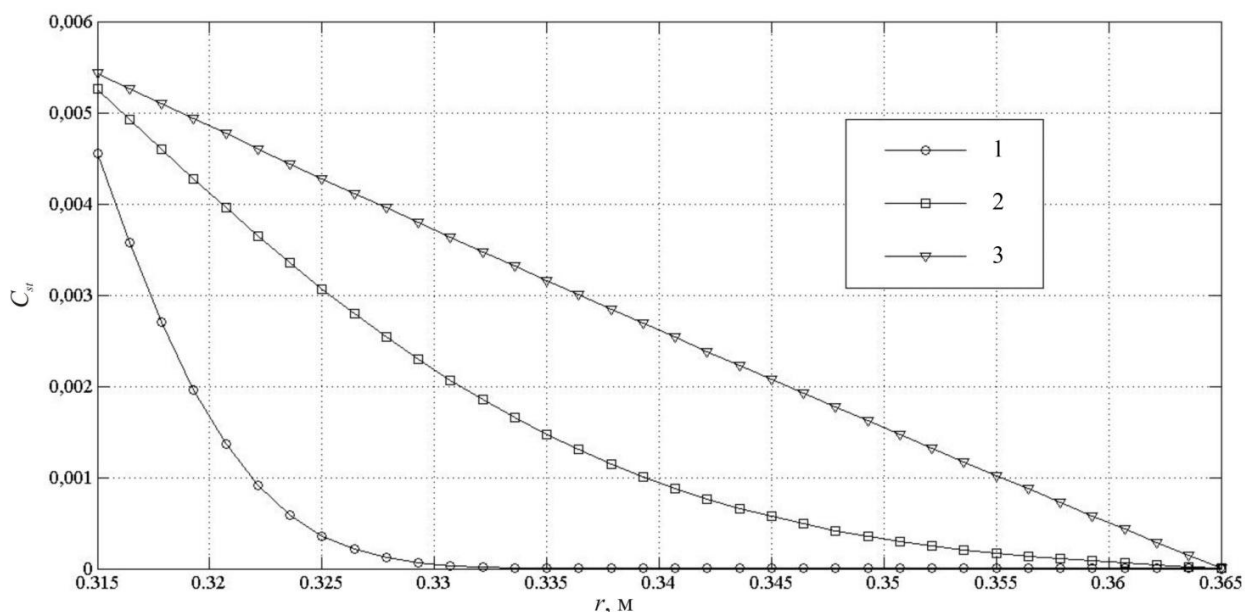


Рисунок 1.8.3 – Распределения относительных объемных концентраций пара (пенополиуретан): 1 – 10^5 с.; 2 – 10^6 с.; 3 – 10^7 с

Из анализа рисунков 1.8.2 и 1.8.3 видно, что процесс диффузии пара в увлажненной тепловой изоляции теплопроводов является нестационарным, а его продолжительность главным образом зависит от значений физических характеристик конкретного вида теплоизоляционного материала (таблица 1.8.1). Сопоставление результатов моделирования диффузии пара в увлажненной тепловой изоляции (рисунки 1.8.2, 1.8.3) с известными данными по диффузии воды и пара в промышленной изоляции [55] свидетельствует об их хорошем качественном согласовании.

Анализ результатов, приведенных в таблице 1.8.4, позволяет сделать заключение о том, что для теплоизоляционных материалов с относительно высокими коэффициентами диффузии (волокнисто-пористые материалы) нестационарными процессами тепломассопереноса вследствие их малой продолжительности можно пренебречь. Для материалов имеющих достаточно низкие коэффициенты диффузии (вспененные полимеры), эти процессы необходимо учитывать при проведении оценки тепловых потерь теплопроводов, эксплуатируемых в условиях увлажнения изоляции. Длительность выхода процесса диффузии пара в увлажненной пенополиуретановой тепловой изоляции теплопроводов на стационарный режим соответствует времени выхода процесса на стационарный тепловой режим (таблица 1.8.4). Для теплоизоляции из минеральной ваты (таблица 1.8.4) на первый план выходит достаточно длительный процесс установления стационарного теплового режима (более 5.5 часов), учет которого позволит уточнить значение потерянной тепловой энергии при работе теплопровода в условиях увлажнения изоляции.

1.9 Водопроницаемость волокнисто-пористых теплоизоляционных материалов

Отдельной проблемой при проведении моделирования процессов тепломассопереноса в увлажненной тепловой изоляции теплопроводов является достоверное знание физических характеристик изоляционных материалов, поскольку их значения во многом определяют интенсивность протекания процессов переноса. В большей степени это относится к массообменным характеристикам и в частности к значениям коэффициентов проницаемости современных теплоизоляционных материалов. Значения коэффициентов диффузии влаги, водяного пара и воздуха для теплоизоляционных материалов, применяемых при проведении изоляционных работ в теплоэнергетике и строительстве, известны и описаны

в многочисленных исследованиях, например в [38, 44, 45, 102]. Информация о значениях коэффициентов проницаемости [69] необходима при расчете фильтрационных процессов в пористой структуре теплоизоляционных материалов, например, увлажнение тепловой изоляции теплопроводов при их работе в условиях затопления каналов тепловых сетей.

Дополнительно необходимость проведения экспериментальных исследований по определению фильтрационных характеристик волокнисто-пористых теплоизоляционных материалов обосновывается тем, что в доступной справочной литературе информация о значениях коэффициентов водопроницаемости отсутствует, но есть достаточно обширные данные по коэффициентам воздухопроницаемости [55, 69] различных теплоизоляционных материалов.

Для проведения экспериментов использовался лабораторный стенд [118] (рисунок 1.9.1), повторяющий классическую установку Дарси [119].

Основными элементами стенда являются: вентили – 1; расходомер – 2; пьезометрические трубки – 3 и рабочий участок – 4, представляющий собой металлический цилиндрический кожух с внутренним диаметром 100 мм и длиной 2 м. На внешнюю поверхность кожуха нанесен слой теплоизоляции для исключения теплообмена рабочего участка с окружающей средой.

Эксперименты по определению коэффициентов водопроницаемости проводились в следующем порядке. В рабочий участок 4 помещался испытуемый материал, и полость кожуха (рисунок 1.9.1) заполнялась водопроводной водой. Исследуемый материал выдерживался под водой в течение времени, достаточном для его полного увлажнения, таким образом, чтобы обеспечить постоянный уровень жидкости над образцом. Затем, регулируя расход воды вентилями 1, добивались установившегося режима фильтрации при фиксированном значении расхода и измеряли уровень жидкости в пьезометрических трубках 3 (рисунок 1.9.1)

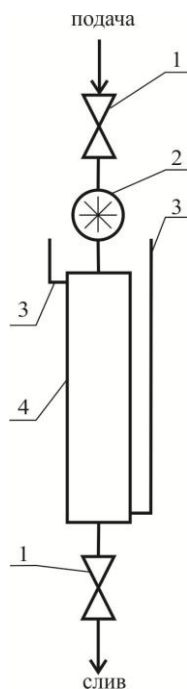


Рисунок 1.9.1 – Схема лабораторного стенда:

- 1 – вентиль; 2 – расходомер;
3 – пьезометрическая трубка;
4 – рабочий участок

Все опыты по определению коэффициентов водопроницаемости повторялись 4–5 раз в идентичных условиях с целью исключения случайной погрешности. Расход жидкости измерялся крыльчатым водомером, имеющим относительную погрешность $\pm 2\%$. Температура воды в рабочем участке (рисунок 1.9.1) и окружающей среды в лаборатории составляли $12,5\text{ }^{\circ}\text{C}$ и $23\text{ }^{\circ}\text{C}$, соответственно, и фиксировались жидкостным термометром. Систематическая погрешность измерения температуры, оцениваемая по методике [120], не превышала $2 - 3\%$.

Коэффициент водопроницаемости K рассчитывался по формуле [119]:

$$K = \frac{Q \nu L}{g \Delta h S}, \text{ м}^2;$$

где Q – объемный расход воды, $\text{м}^3/\text{с}$; ν – кинематическая вязкость воды, $\text{м}^2/\text{с}$; L – толщина слоя испытуемого материала, м; g – ускорение силы тяжести, $\text{м}/\text{с}^2$; Δh – разность уровней жидкости в пьезометрических трубках над образцом и у его основания, м; S – площадь сечения рабочего участка, м^2 .

В качестве исследуемых материалов были выбраны три наиболее распространенных в РФ вида волокнисто-пористой тепловой изоляции:

термоплита KNAUF 037 [121], стекловата LINEROCK Лайт П–30 (ISOVER) [122] и минераловатная плита Rockwool ВЕНТИ БАТТС Д [123].

На рисунке 1.9.2 представлены зависимости значений коэффициентов проницаемости K от скорости фильтрации V , а также показаны величины доверительных интервалов для каждого из проведенных опытов.

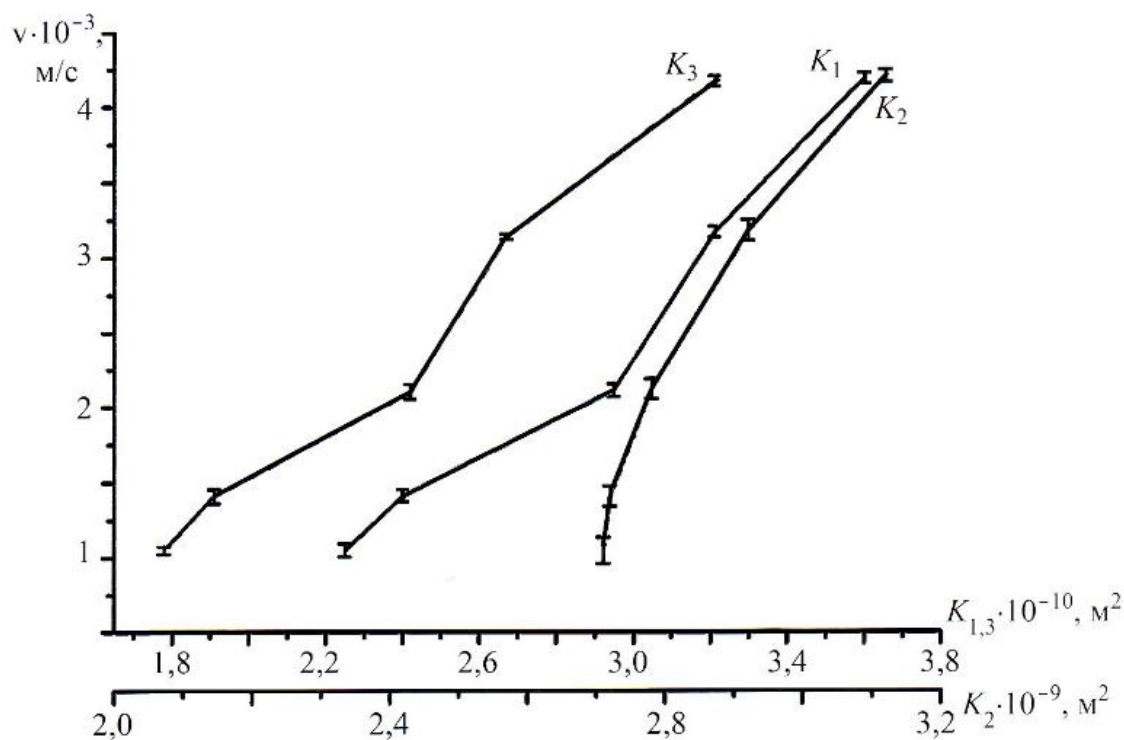


Рисунок 1.9.2 – Результаты исследований водопроницаемости теплоизоляционных материалов:

K_1 – термоплита KNAUF 037; K_2 – стекловата LINEROCK Лайт П–30; K_3 – минераловатная плита Rockwool ВЕНТИ БАТТС Д

Результаты исследований, приведенные на рисунке 1.9.2, позволили сделать ожидаемый вывод о том, что с увеличением скорости фильтрации имеет место соответствующий рост значений коэффициентов проницаемости. Так для (рисунок 2.4.7.2) материала «Термоплита KNAUF 037» диапазон изменения проницаемости составляет от $K_1=2,25 \cdot 10^{-10} \text{ м}^2$ до $K_1=3,6 \cdot 10^{-10} \text{ м}^2$ (доверительный интервал $\pm (0,037-0,043) \cdot 10^{-10} \text{ м}^2$), для «Стекловаты LINEROCK Лайт П–30» от $K_2=2,71 \cdot 10^{-9} \text{ м}^2$ до $K_2=3,12 \cdot 10^{-9} \text{ м}^2$ (доверительный

интервал $\pm (0.043-0.088) \cdot 10^{-9} \text{ м}^2$) и для «Минераловатной плиты Rockwool ВЕНТИ БАТТС Д» от $K_3=1,78 \cdot 10^{-10} \text{ м}^2$ до $K_3=3,21 \cdot 10^{-10} \text{ м}^2$ (доверительный интервал $\pm (0.019-0.049) \cdot 10^{-10} \text{ м}^2$). Диапазон изменения скорости фильтрации во всех вариантах экспериментальных исследований составлял $V = (1,00-4,25) \cdot 10^{-3} \text{ м/с}$. Из рисунка 1.9.2 видно, что для материала «Стекловата LINEROCK Лайт П-30» значения коэффициентов проницаемости существенно отличаются от материалов «Термоплита KNAUF 037» и «Минераловатная плита Rockwool ВЕНТИ БАТТС Д». Это обстоятельство объясняется тем, что материал «Стекловата LINEROCK Лайт П-30» обладает наибольшей жесткостью и имеет большее количество сквозных пор.

Сопоставление результатов экспериментальных исследований [118] (рисунок 1.9.2) с известными данными по проницаемости волокнисто-пористых материалов [103] показало, что расхождение между ними является существенным. В [103] для волокнисто-пористых материалов приведено значение коэффициентов проницаемости равное $K=(2-5) \cdot 10^{-11} \text{ м}^2$. Это связано с тем, что в [103] приведены результаты исследований более полувековой давности. Столь значительное расхождение в значениях K объясняется следующим образом. В 50–60 годах прошлого столетия при производстве волокнисто-пористых теплоизоляционных материалов [124], характеризовавшихся следующими геометрическими параметрами волокна [125]: диаметр 1–40 мкм, длина 15–40 мм, в качестве связующего элемента использовался битум [126]. В настоящее время [69] типичные волокнисто-пористые материалы имеют диаметр волокна не более 3–5 мкм, длина волокна составляет 150 мм и более, а связующим веществом является синтетические материалы. Следовательно, волокнисто-пористые материалы, изготавливаемые по устаревшим технологиям [124–126], объективно имеют существенно более низкие коэффициенты проницаемости.

1.10 Оценка возможности разрушения тепловой изоляции теплопроводов, работающих в условиях периодического затопления

Известно, что затопления каналов тепловых сетей сопровождаются не только существенным повышением тепловых потерь, а также способствует коррозии и разрушению тепловой изоляции [127].

Наличие влаги в структуре слоя тепловой изоляции теплопровода при его работе в условиях затопления неизбежно приводит к инициализации процессов испарения влаги при ее контакте с разогретой поверхностью трубы и теплоизоляционным слоем [93–95].

Парообразование в структуре тепловой изоляции сопровождается ростом давления, что приводит к образованию достаточно высокого градиента давления паров по толщине слоя изоляции [93–95]. Возникающие при этом растягивающие напряжения в определенных условиях могут превысить предел прочности материала теплоизоляции, и возможно не только образование локальных повреждений (трещины, отслоение изоляции), но и полное разрушение теплоизоляционного слоя теплопровода [96].

В таблице 1.10.1 приведены прочностные характеристики минеральной ваты [39], как одного из наиболее распространенных материалов, применяемых для тепловой изоляции теплопроводов тепловых сетей.

Таблица 1.10.1 – Пределы прочности минеральной ваты

Тип минеральной ваты		Предел прочности, МПа	
		при изгибе	при растяжении
на битумном связующем	Высший сорт	0.14 – 0.18	0.01 – 0.012
	Первый сорт	0.1 – 0.13	0.0075 – 0.008
на синтетическом связующем	Высший сорт	0.2 – 0.4	0.01
	Первый сорт	0.2 – 0.4	0.008

Данные, представленные в таблице 1.10.1, позволяют сделать вывод о том, что диапазон изменения предела прочности минеральной ваты относительно невелик и, соответственно, можно предположить, что возникающие при интенсивном парообразовании напряжения способны привести к нарушению целостности тепловой изоляции теплотрубопровода.

Анализ действующих в тепловой изоляции напряжений можно провести на базе математических моделей [93–95]. Однако методика оценки давления паровой компоненты, представленная в [93–95], является достаточно сложной и не пригодна в инженерной практике. На основании сведений, приведенных в [93–95], и считая, что напряжение в структуре изоляции σ численно равно давлению паровой компоненты $P_{\text{пара}}$ выражение для оценки действующего в структуре изоляции напряжения может быть записано в виде [96]:

$$\sigma = P_{\text{пара}} = P_{\text{атм}} + \rho gh, \quad (1.10.1)$$

где $P_{\text{атм}}$ – атмосферное давление, Па; ρ – плотность воды, кг/м³; g – ускорение свободного падения, м/с²; h – высота уровня жидкости над поверхностью тепловой изоляции, м.

Здесь следует отметить о том, что в рамках рассматриваемых моделей [93–95], максимальное давление пара в структуре тепловой изоляции лимитировано высотой столба жидкости и, например, при высоте уровня воды над поверхностью тепловой изоляции $h = 10$ см напряжение в слое тепловой изоляции, в соответствии с (1.10.1), составит $\sigma = 0.102306$ МПа.

Сопоставляя полученные значения возникающих в структуре тепловой изоляции напряжений с данными, приведенными в таблице 1.10.1, можно сделать вывод о возможности разрушения изоляции теплотрубопровода, эксплуатируемого в условиях затопления, хотя и не во всем диапазоне изменения прочностных характеристик минеральной ваты.

На практике в большей степени распространены циклические затопления теплопроводов (наиболее часто осенью или весной), которые обычно продолжаются конкретный период. В этом случае имеет место

циклическая нагрузка, приводящая к формированию усталостных напряжений в структуре теплоизоляционного материала.

Анализ усталостных напряжений в структуре теплоизоляционного слоя можно провести с использованием методики [128], неоднократно подтвержденной на практике [128, 129]. В соответствии с [128] разрушение материала наступает тогда, когда сумма относительных уменьшений долговечности $\frac{\Delta t}{\tau(\sigma)}$ становится равной единице:

$$\sum_i \frac{\Delta t_i}{\tau(\sigma)} = 1. \quad (1.10.2)$$

Здесь Δt – время действия напряжения σ в каждом акте нагружения, с; а $\tau(\sigma)$, согласно [129], можно записать в виде

$$\tau(\sigma) = \tau_0 \exp\left(\frac{U_0 - \gamma\sigma}{kT}\right), \quad (1.10.3)$$

где $\tau_0 = 10^{-13}$ с; U_0 – энергия активации процесса разрушения, Дж/моль; γ – структурно-чувствительный коэффициент, Дж/(моль·Па); k – постоянная Больцмана, Дж/К; T – температура, К.

На основании данных, приведенных в [129], можно задать: $U_0 = 192602$ Дж/моль, а $\gamma = 0.6738$ Дж/(моль·Па). Среднюю температуру тепловой изоляции в соответствии с [93–95] можно принять равной $T = 334.5$ К.

После подстановки значений U_0 , γ и T в расчетные соотношения (1.10.2, 1.10.3) и умножив знаменатель показателя степени экспоненты в (1.10.3) на число Авогадро, значение суммарного времени действия напряжения σ равно $\sum_i \Delta t_i = 2.1 \cdot 10^6$ секундам (24.2 суток). По истечении этого времени произойдет разрушение тепловой изоляции.

Принимая во внимание то обстоятельство, что длительность затоплений каналов теплотрасс может варьироваться в достаточно широком диапазоне (от часов до нескольких недель), можно обоснованно утверждать о возможности не только частичного повреждения слоя тепловой изоляции, но

и о его полном разрушении. Так, например если предположить, что затопление канала теплотрассы происходит два раза в год (весной и осенью) и длится одну неделю, то, в соответствии с предложенной методикой, полное разрушение изоляции произойдет менее чем через два года эксплуатации теплопровода в подобных условиях.

Однако необходимо отметить, что приведенные оценки значений $\sum_i \Delta t_i$ являются верхними границами длительности процесса разрушения тепловой изоляции трубопровода, так как при постановке задачи не учитывалось химическое взаимодействие влаги, содержащейся в структуре тепловой изоляции, со связующим веществом, использованным при изготовлении минеральной ваты. Химическая реакция (растворение) между влагой и связующим веществом минераловатных теплоизоляционных изделий является дополнительным фактором, приводящим к снижению прочности рассматриваемой системы. Следовательно, в реальных условиях работы разрушение тепловой изоляции возможно и в более короткий период.

1.11 Экспериментальное определение тепловых потерь теплопроводов в условиях затопления

Несмотря на очевидную необходимость экспериментальной оценки тепловых потерь теплопроводов в условиях затопления, результаты таких работ приведены только в [97, 98]. Для проведения экспериментов [97, 98] использовался лабораторный стенд (рисунок 1.11.1), представляющий собой модель однетрубного теплопровода канальной прокладки. Основными элементами стенда являлись: трубчатый термоэлектрический нагреватель – 1 (ТЭН), имитирующий теплопровод диаметром 13 мм и длиной 1 м, покрытый слоем тепловой изоляции – 2 из минеральной ваты (толщина 25 мм) и цилиндрический кожух – 4 с внутренним диаметром 100 мм. На внешнюю поверхность кожуха нанесен покровный слой пенополиуретановой изоляции

– 5, термическое сопротивление которого эквивалентно суммарному термическому сопротивлению слоя грунта и бетонной стенки канала реального теплопровода.

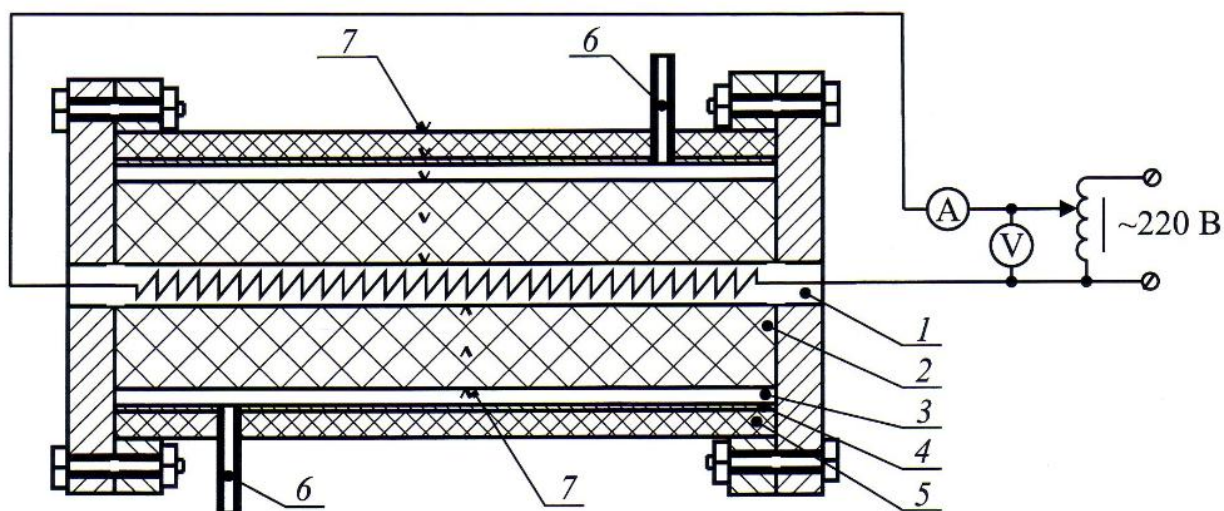


Рисунок 1.11.1 – Схема экспериментального стенда по определению тепловых потерь: 1 – ТЭН; 2 – слой тепловой изоляции; 3 – полость кожуха; 4 – кожух; 5 – покровный слой тепловой изоляции; 6 – патрубки; 7 – места закладки термопар

В центральной части на внешних поверхностях ТЭНа, изоляции, кожуха и покровного слоя, а также полутолщине слоя изоляции (рисунок 1.11.1) заложены хромель-копелевые термопары – 7, сигнал от которых передавался к измерителю температуры УТК 38-Щ4-ТП. Термопары предназначались для контроля температуры поверхности ТЭНа и индикации установления стационарного режима теплопроводности. Систематическая погрешность измерения температуры, оцениваемая по методике [120], не превышала 2 – 3 %. Мощность ТЭНа регулировалась лабораторным автотрансформатором, а ток и напряжение в цепи измерялись универсальным цифровым вольтметром В7-35.

Эксперименты по определению тепловых потерь теплопровода проводились в следующем порядке. Полость кожуха – 3 заполнялась водой

через патрубок – 6, и изоляционная конструкция выдерживалась под водой в течение времени, необходимого для ее полного увлажнения. Из результатов исследований [92] известно, что длительность увлажнения минераловатной тепловой изоляции составляет десятки минут в зависимости от толщины слоя и структуры материала.

Затем включался электрический нагреватель. Для поддержания на поверхности ТЭНа постоянной температуры по мере установления стационарного режима теплопроводности необходимо было регулировать мощность нагревателя трансформатором. Все опыты по определению тепловых потерь теплопровода повторялись 3–4 раза в идентичных условиях с целью оценки случайных погрешностей.

Линейный тепловой поток от ТЭНа, равный в стационарном режиме тепловым потерям Q теплопровода, определялся косвенно с погрешностью 0,5 %, обусловленной характеристиками прибора В7-35, по формуле:

$$Q = \frac{IU}{L},$$

где I – ток, А; U – напряжение, В; L – длина ТЭНа, м.

Основные результаты экспериментальных исследований тепловых потерь Q теплопровода в условиях затопления приведены в таблице 1.11.1.

Таблица 1.11.1 – Результаты исследований

$T, ^\circ\text{C}$	$Q, \text{Вт/м}$	$Q_1, \text{Вт/м}$	$Q_2, \text{Вт/м}$	$\delta_1=Q/Q_1$	$\delta_2= (Q-Q_2)/Q \cdot 100, \%$
70	26,36	7,30	27,09	3,61	2,76
75	29,55	8,84	30,47	3,34	3,11
80	32,92	10,23	34,08	3,21	3,92
85	38,95	11,75	40,63	3,31	4,31
90	45,49	13,37	46,05	3,40	1,23

Исследования выполнены при фиксированных значениях температуры поверхности ТЭНа, которая изменялась в диапазоне $T=70-90$ °С и была ограничена термостойкостью гидроизоляционных материалов. Средняя температура окружающей среды в лаборатории составляла 22 °С.

Эксперименты проводились в течение 4–6 часов в зависимости от температуры поверхности ТЭНа до наступления стационарного режима. Длительность опытов увеличивалась с уменьшением температуры поверхности ТЭНа. Предварительно были проведены опыты по определению тепловых потерь теплопровода Q_1 без затопления рассматриваемой системы (рисунок 1.11.1). Результаты этих экспериментов Q_1 и их сравнение с Q приведены в таблице 1.11.1.

Также выполнены расчеты тепловых потерь Q_2 теплопровода в условиях максимального увлажнения тепловой изоляции (затопления) с использованием методики [130]. Расчет был выполнен для конфигурации теплотрубопровода, соответствующей конфигурации лабораторного стенда (рисунок 1.11.1). Результаты расчета тепловых потерь теплопровода в условиях затопления Q_2 и их сравнение с результатами экспериментальных исследований Q приведены в таблице 1.11.1.

Анализ результатов по экспериментальному определению и расчету тепловых потерь теплопровода в условиях затопления говорит о том, что относительная разность δ_2 между результатами экспериментальных исследований и результатами расчетов тепловых потерь с использованием методики [130] является незначительной и не превышает 4,31 %. Из результатов экспериментальных исследований (таблица 1.11.1) можно сделать вывод о том, что рост тепловых потерь теплопровода δ_1 в условиях максимального влагонасыщения изоляции составляет от 3,21 до 3,61 раза.

Экспериментальные исследования тепловых потерь теплопровода в условиях затопления подтверждают возможность использования математических моделей [87–101] для расчета тепловых потерь теплопроводов в условиях затопления.

1.12 Режимы высыхания тепловой изоляции подземных теплопроводов тепловых сетей

Сушка различных материалов и конструкций играет одну из ведущих ролей во многих технических и технологических процессах и производствах, а при анализе тепловлажностного состояния изоляционных конструкций теплопроводов тепловых сетей [97, 131–134] при определенных условиях выходит на передний план.

Достоверный прогноз тепловлажностного состояния теплоизоляционной конструкции позволит рационально выбрать изоляционные материалы для разных условий эксплуатации подземных теплопроводов и разработать рекомендации для повышения эффективности строительно-изоляционных конструкций и увеличения долговечности теплопроводов [131].

Режимы высыхания изоляционных конструкций исследовались в [132] на различных изоляционных материалах: штучных – асбоцементных скорлупах, волокнистых – небитумизированной минеральной вате, сыпучих – асбоцементной крошке с добавкой небольшого количества асботермита (около 5%), мастичных – асботермита.

Результаты экспериментов [132] позволили сделать следующие выводы:

1. Процесс высыхания изоляционной конструкции во времени может быть разбит на три периода:

а) период разогрева теплопровода (в этом периоде скорость высыхания, т.е. количество влаги, теряемой изоляцией в единицу времени, увеличивается от нуля до некоторой величины);

б) период постоянной скорости высыхания (количество влаги, теряемое изоляцией в единицу времени, остается постоянным);

в) период убывающей скорости высыхания.

2. В течение периода постоянной скорости (основной период высыхания изоляции) потери тепла имеют максимальную величину, причем уменьшение потерь тепла к концу этого периода по сравнению с началом сравнительно невелико. В периоде убывающей скорости высыхания потери тепла резко уменьшаются и стремятся к теплотерям изоляционной конструкции при установившемся состоянии.

3. Основное количество влаги 80–94 % по объему удаляется в периоде постоянной скорости высыхания. Период постоянной скорости высыхания наиболее продолжителен. Этот период составляет 50–90 % времени от общего времени, затрачиваемого на высыхание.

1.12.1 Экспериментальное исследование сушки тепловой изоляции теплопроводов, эксплуатировавшихся в условиях затопления

Процессы сушки тепловой изоляции теплопроводов, эксплуатировавшихся в условиях затопления, до настоящего времени не анализировались, поскольку подобные режимы работы считались аварийными и заведомо нереализуемыми. Однако современное состояние сетей теплоснабжения убеждает в высокой вероятности развития подобных сценариев.

Для проведения экспериментов по анализу сушки тепловой изоляции теплопроводов, эксплуатировавшихся в условиях затопления, использовался лабораторный стенд, представляющий собой модель однетрубного теплопровода канальной прокладки. Основными элементами стенда были: трубчатый термоэлектрический нагреватель – 1 (ТЭН), имитирующий теплопровод диаметром 13 мм и длиной 1 м, покрытый слоем тепловой изоляции – 2 из минеральной ваты (толщина 25 мм) и цилиндрический кожух – 4 внутренним диаметром 100 мм. На внешней поверхности кожуха (рисунок 1.12.1.1) закреплялся охлаждающий змеевик – 5, предназначенный для поддержания постоянной температуры поверхности кожуха.

На внешней поверхности ТЭНа, полутолщине и внешней поверхности минераловатной изоляции, а также на внутренней и внешней поверхностях кожуха (рисунок 1.12.1.1) закладывались хромель-копелевые термопары – 7, сигнал от которых передавался к измерителю температуры УТК 38-Щ4-ТП. Термопары предназначались для контроля температуры поверхности ТЭНа и индикации установления стационарного режима теплопроводности. Погрешность измерения температуры, оцениваемая по методике [120], не превышала 2–3 %. Мощность ТЭНа регулировалась лабораторным автотрансформатором; ток и напряжение в цепи измерялись универсальным цифровым вольтметром В7-35.

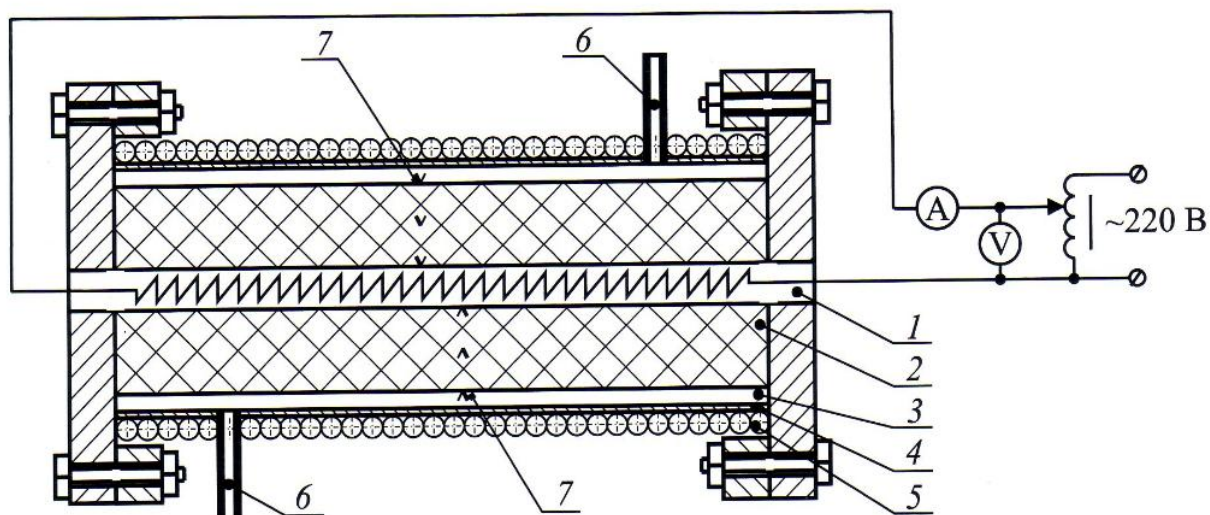


Рисунок 1.12.1.1 – Схема экспериментального стенда по определению времени сушки: 1 – ТЭН; 2 – изоляция; 3 – полость кожуха; 4 – кожух; 5 – охлаждающий змеевик; 6 – патрубки; 7 – места закладки термопар

Эксперименты по определению длительности сушки тепловой изоляции теплопровода проводились следующим образом. Полость кожуха – 3 заполнялась водой через патрубок – 6, и изоляционная конструкция выдерживалась под водой в течение времени, необходимого для ее полного увлажнения. Из исследований [92] известно, что длительность увлажнения

минераловатной тепловой изоляции составляет десятки минут в зависимости от толщины слоя и структуры материала. Затем полость кожуха – 3 осушалась через нижний патрубок – 6, и включался электрический нагреватель – 1 (рисунок 1.12.1.1). Для поддержания на поверхности ТЭНа постоянной температуры необходимо было регулировать мощность нагревателя трансформатором. Линейный тепловой поток от ТЭНа (тепловые потери Q) определялся косвенно с погрешностью 0,5 %, обусловленной характеристиками прибора В7-35, по формуле:

$$Q = \frac{IU}{L},$$

где I – ток, А; U – напряжение, В; L – длина ТЭНа, м.

Длительность сушки тепловой изоляции [97] определялась по изменению показателя влажности, который рассчитывался как отношение массы влажного материала к начальной массе сухого. Во всех экспериментах по сушке в начальный момент времени показатель влажности составлял 380 % и рассчитывался как отношение текущей массы воды в изоляции к весу сухого изоляционного материала в процентах.

Таблица 1.12.1.1 – Длительность сушки тепловой изоляции

Температура поверхности ТЭНа, °С	Длительность сушки, ч
70	46,3
80	30,0
90	20,0

Количество удаленной влаги из полости кожуха и тепловой изоляции измерялось объемным способом с погрешностью не более 5 % [134]. Считалось, что слой изоляции теплопровода является высушенным тогда, когда значение показателя влажности теплоизоляции не изменяется во времени и не превышает 3–5 %.

На рисунках 1.12.1.2–1.12.1.4 приведены зависимости изменения показателя влажности тепловой изоляции во времени при различных температурах поверхности ТЭНа.

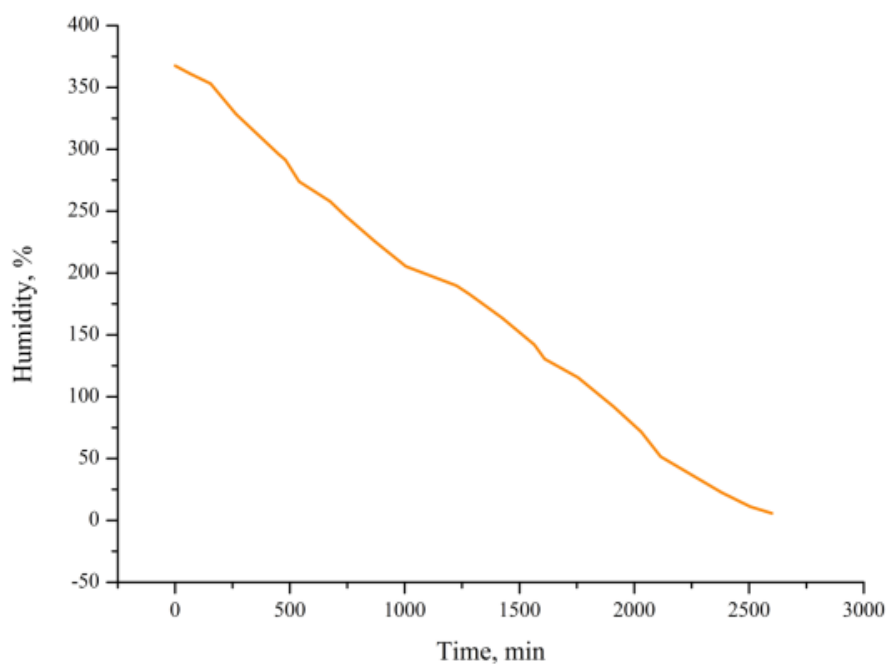


Рисунок 1.12.1.2 – Зависимость показателя влажности от времени при сушке тепловой изоляции из минеральной ваты при температуре поверхности ТЭНа 70 °С

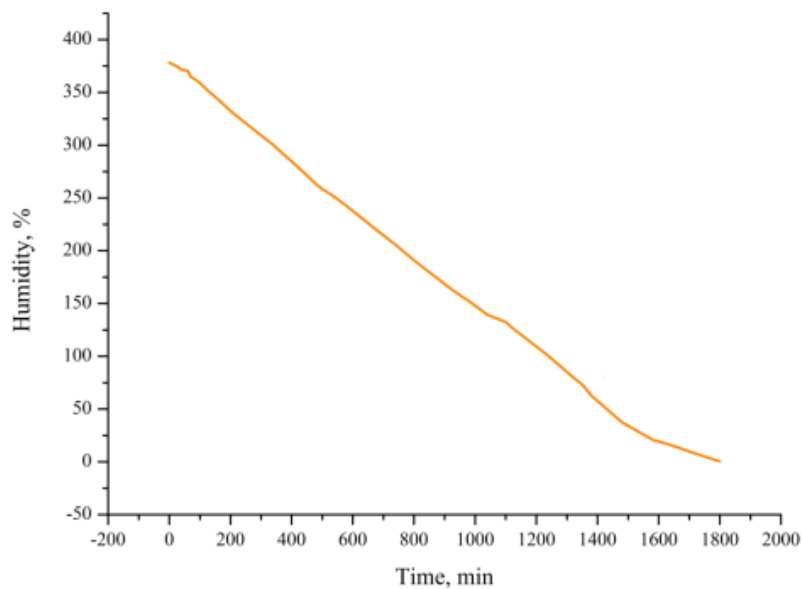


Рисунок 1.12.1.3 – Зависимость показателя влажности от времени при сушке тепловой изоляции из минеральной ваты при температуре поверхности ТЭНа 80 °С

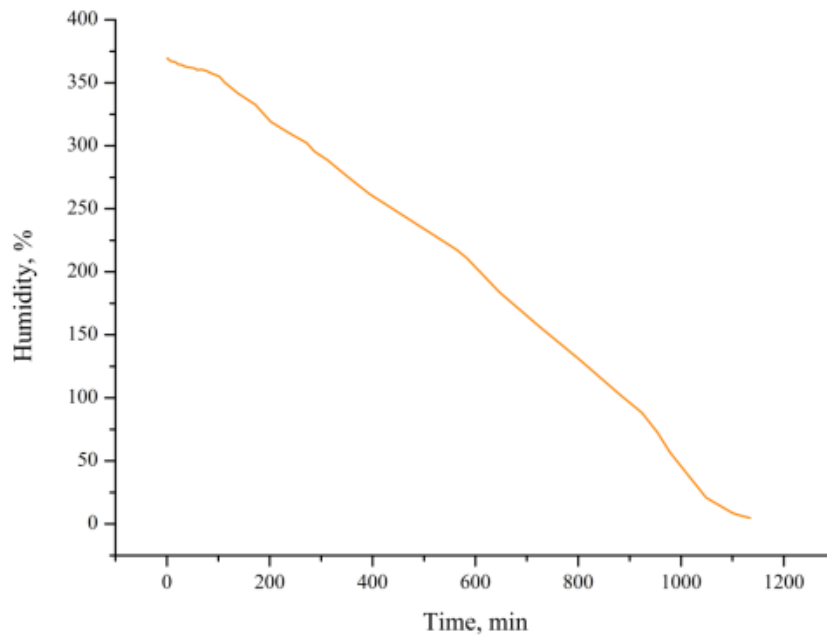


Рисунок 1.12.1.4 – Зависимость показателя влажности от времени при сушке тепловой изоляции из минеральной ваты при температуре поверхности ТЭНа 90 °С

Результаты экспериментальных исследований (таблица 1.12.1.1 и рисунки 1.12.1.2–1.12.1.4) позволяют сделать вывод о том, что длительность сушки тепловой изоляции теплопровода, работавшего в условиях затопления, изменяется в пределах от 20 до 46 ч в исследованном интервале температур. Сравнение результатов исследования длительности высушивания тепловой изоляции с экспериментами других авторов [132], дает достаточно хорошее соответствие. В опытах [132] показатель влажности минеральной ваты составлял 300 %, а время сушки – 48 ч.

1.12.2 Численный анализ сушки тепловой изоляции теплопроводов, эксплуатировавшихся в условиях затопления

При численном анализе сушки тепловой изоляции теплопроводов в [134] использовалась математическая модель [81, 82] тепломассопереноса в пористой структуре тепловой изоляции теплотрубопровода в условиях

взаимодействия с влажным воздухом. Математическая постановка задачи для исследования процесса сушки тепловой изоляции в этом случае может быть описана следующим образом:

$$\tau \geq 0, R_1 \leq r \leq R_2; c_{\text{эф}} \rho_{\text{эф}} \frac{\partial T_{\text{и}}}{\partial \tau} = \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left(r \lambda_{\text{эф}}(\tau, r) \frac{\partial T_{\text{и}}}{\partial r} \right); \quad (1.12.2.1)$$

$$\tau = 0, R_1 \leq r \leq R_2; T_{\text{и}} = T_{\text{вв}}; \quad (1.12.2.2)$$

$$\tau > 0, r = R_1; T_{\text{и}} = T_1 = \text{const}; \quad (1.12.2.3)$$

$$\tau > 0, r = R_2; -\lambda \frac{\partial T_{\text{и}}}{\partial r} = \alpha [T_{\text{и}}(\tau, R_2) - T_{\text{вв}}]; \quad (1.12.2.4)$$

$$\tau \geq 0, R_1 \leq r \leq R_2; \frac{\partial C_{\text{в}}}{\partial \tau} = D_{\text{и}} \left(\frac{\partial^2 C_{\text{в}}}{\partial r^2} + \frac{1}{r} \frac{\partial C_{\text{в}}}{\partial r} \right); \quad (1.12.2.5)$$

$$\tau = 0, R_1 \leq r \leq R_2; C_{\text{в}} = C_{\text{max}} = \text{const}; \quad (1.12.2.6)$$

$$\tau > 0, r = R_1; \frac{\partial C_{\text{в}}}{\partial r} = 0; \quad (1.12.2.7)$$

$$\tau > 0, r = R_2; -D_{\text{и}} \frac{\partial C_{\text{в}}}{\partial r} = \beta [C_{\text{в}}(\tau, R_2) - C_{\text{в,вв}}]. \quad (1.12.2.8)$$

В уравнениях (1.12.2.1)–(1.12.2.9) $D_{\text{и}} = D_{\text{и}}(T)$.

Обозначения: T – температура, К; τ – время, с; r – текущий радиус, м; c – теплоемкость, Дж/(кг·К); ρ – плотность, кг/м³; λ – коэффициент теплопроводности, Вт/(м·К); R – радиус границ области решения, м; α – коэффициент теплоотдачи, Вт/(м²·К); C – относительная объемная концентрация; D – коэффициент диффузии, м²/с; β – коэффициент массоотдачи, м/с.

Индексы: 1, 2 – соответственно внутренняя и внешняя поверхность изоляции; и – изоляция; эф – эффективный, вв – влажный воздух; в – влага, max – максимальный.

Теплофизические свойства тепловой изоляции при сушке рассчитывались как эффективные с учетом объемных долей каждой

компоненты. Так, например, эффективный коэффициент теплопроводности $\lambda_{\text{эф}}$ рассчитывался из выражения [83]:

$$\lambda_{\text{эф}} = \lambda_{\text{и}} C_{\text{и}} + \lambda_{\text{в}} C_{\text{в}} + \lambda_{\text{вв}} C_{\text{вв}}, \quad (1.12.2.9)$$

при условии, что

$$C_{\text{и}} + C_{\text{в}} + C_{\text{вв}} = 1,$$

где $\lambda_{\text{вв}}$, $C_{\text{вв}}$ – соответственно коэффициент теплопроводности и относительная объемная концентрация влажного воздуха в порах теплоизоляционного слоя.

Система уравнений (1.12.2.1)–(1.12.2.9) была решена методом конечных разностей [84] с использованием неявной разностной схемы, а разностные аналоги уравнений (1.12.2.1)–(1.12.2.9) решены методом «прогонки» [84].

Исследования проводились для теплотрубопровода с конфигурацией, соответствующей конфигурации экспериментального стенда [97]: диаметр трубопровода 13 мм, тепловая изоляция – минеральная вата (толщина 50 мм). Температура окружающей среды составляла $T_{\text{вв}}=303$ К, а температура внутренней поверхности изоляции теплопровода – $T_1=343; 353; 363$ К. В начальный момент времени объемная доля влаги равнялась пористости тепловой изоляции, а показатель влажности изоляционного материала составлял 380 %.

При моделировании предполагалось, что на внешнем контуре теплопровода теплообмен осуществляется в условиях естественной конвекции. Коэффициент массоотдачи β рассчитывался из отношения [85]:

$$\frac{\alpha}{\beta} = c_{\text{вв}} \rho_{\text{вв}} \left(\frac{a_{\text{вв}}}{D_{\text{вв}}} \right)^{0.75},$$

где a – коэффициент температуропроводности, $\text{м}^2/\text{с}$.

Коэффициент диффузии влажного воздуха $D_{\text{вв}}$ вычислялся по [55]:

$$D_{\text{вв}} = \frac{0,083 \cdot 10^5}{P_{\text{вв}} \left(\frac{T_{\text{вв}}}{273} \right)^{1,81}},$$

здесь P – давление, Па.

Объемная доля влаги во влажном воздухе $C_{в,вв}$ определялась из соотношения [38]:

$$C_{в,вв} = \frac{\mu_{в,вв} d}{\mu_{вв}}; \quad d = 0,622 \frac{\varphi P_s}{P_{вв} - \varphi P_s},$$

где μ – мольная масса, d – массовое влагосодержание воздуха, φ – относительная влажность, P_s – давление насыщения.

Также учитывалась зависимость коэффициента диффузии влаги в изоляции $D_{и}$ от температуры:

$$D_{и} = D_0 \cdot \exp\left(-\frac{Q}{RT}\right),$$

где $D_0 = 2,273 \cdot 10^{-8}$ м²/с [55] – фактор диффузии; $Q = 442 \cdot 10^3$ Дж/моль [135] – энергия активации; R – универсальная газовая постоянная, Дж/(моль·К); T – температура, К.

Результаты численного анализа процесса сушки тепловой изоляции трубопровода, эксплуатировавшегося в условиях затопления, при различных температурах поверхности трубы приведены в таблице 1.12.2.1. При численном анализе в качестве исходных данных принята конфигурация теплотрубопровода экспериментального стенда (рисунок 1.12.1.1).

Таблица 1.12.2.1 – Длительность сушки тепловой изоляции трубопровода, эксплуатировавшегося в условиях затопления

$T_1, ^\circ\text{C}$	Длительность сушки, час	
	Эксперимент [97]	Расчёт [134]
70	46,3	60,0
80	30,0	36,1
90	20,0	22,8

Из данных таблицы 1.12.2.1 видно, что длительность сушки тепловой изоляции трубопровода, эксплуатировавшегося в условиях затопления,

составляет несколько десятков часов. При этом с уменьшением температуры теплопровода происходит соответствующее закономерное увеличение времени высыхания тепловой изоляции.

Сопоставление результатов экспериментальных [97] и численных исследования, приведённых в таблице 1.12.2.1, позволяет говорить о том, что относительная разность между ними составляет около 20 %, что является приемлемым при проведении инженерных оценок длительности сушки изоляции теплопроводов и подтверждает возможность использования математических моделей [81, 82] для оценки этих времен.

ГЛАВА 2 ТЕПЛОПЕРЕНОС В КОНСТРУКЦИЯХ И ЗОНАХ РАЗМЕЩЕНИЯ БЕСКАНАЛЬНЫХ ТЕПЛОПРОВОДОВ ТЕПЛОВЫХ СЕТЕЙ

2.1 Современное состояние проблемы теплопереноса в конструкциях и зонах размещения бесканальных теплопроводов тепловых сетей

2.1.1 Общая характеристика и нормативная методика расчета тепловых потерь бесканальных теплопроводов тепловых сетей

Все конструкции бесканальных теплопроводов можно разделить на три группы: в монолитных оболочках, засыпные, литые.

Требования к изоляционным конструкциям бесканальных теплопроводов такие же, как и к изоляционной конструкции теплопроводов в каналах, а именно высокое и устойчивое в эксплуатационных условиях тепло-, влаго-, воздухо- и электросопротивление.

Применение бесканальных теплопроводов в монолитных оболочках – один из основных путей индустриализации строительства тепловых сетей [46]. В этих теплопроводах на стальной трубопровод наложена в заводских условиях оболочка, совмещающая тепло- и гидроизоляционные конструкции.

К основным модификациям изоляционных конструкций бесканальных теплопроводов относятся [45–47]: а) полимербетонная изоляция, выполняемая методом формования из полимерных материалов с неорганическими наполнителями, в которой гидроизоляционной оболочкой служит плотный полимербетон; б) изоляция, накладываемая на стальную трубу методом напыления, предназначенная в основном для трубопроводов диаметром более 500 миллиметров.

В соответствии с нормативной методикой [44] тепловые потери двухтрубного бесканального теплопровода рассчитываются по следующим формулам:

теплопотери первой трубы

$$q_1 = \frac{(\tau_1 - t_0)R_2 - (\tau_2 - t_0)R_0}{R_1R_2 - R_0^2}, \quad (2.1.1.1)$$

теплопотери второй трубы

$$q_2 = \frac{(\tau_2 - t_0)R_1 - (\tau_1 - t_0)R_0}{R_1R_2 - R_0^2}, \quad (2.1.1.2)$$

$$R_0 = \frac{1}{2\pi\lambda_{\text{гр}}} \ln \left(\sqrt{1 + \left(\frac{2h}{b} \right)^2} \right), \quad (2.1.1.3)$$

где τ_1 и τ_2 – температуры теплоносителя в первой и второй трубах; t_0 – естественная температура грунта на глубине оси теплопровода; R_1 – суммарное термическое сопротивление изоляции первой трубы и грунта: $R_1 = R_{\text{и1}} + R_{\text{гр}}$; R_2 – суммарное термическое сопротивление изоляции второй трубы и грунта: $R_2 = R_{\text{и2}} + R_{\text{гр}}$; h – глубина заложения оси теплопровода от поверхности земли; b – расстояние по горизонтали между осями труб; R_0 – условное дополнительное сопротивление, учитывающее взаимное влияние соседних труб.

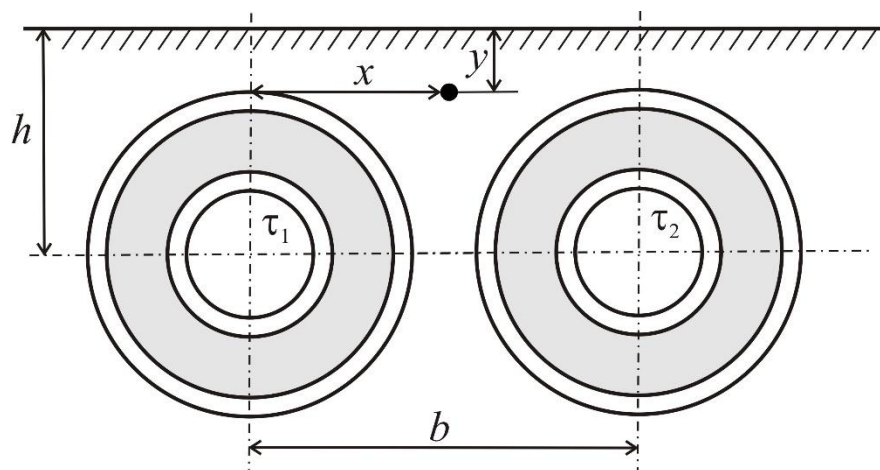


Рисунок 2.1.1.1 – Схема двухтрубного бесканального теплопровода

Температурное поле в грунте вокруг двухтрубного бесканального теплопровода вычисляется по формуле:

$$t = t_0 + \frac{q_1}{2\pi\lambda_{\text{тр}}} \ln \left(\frac{\sqrt{x^2 + (y+h)^2}}{\sqrt{x^2 + (y-h)^2}} \right) + \frac{q_2}{2\pi\lambda_{\text{тр}}} \ln \left(\frac{\sqrt{(x-b)^2 + (y+h)^2}}{\sqrt{(x-b)^2 + (y-h)^2}} \right), (2.1.1.4)$$

где t – температура любой точки грунта, удаленной на расстояние x от вертикальной плоскости, проходящей через ось трубы с более высокой температурой теплоносителя (в двухтрубных водяных сетях – через ось подающей трубы), и на расстояние y от поверхности грунта, °С.

2.1.2 Известные подходы к исследованию тепловых режимов бесканальных теплопроводов тепловых сетей

Известно, что принципиально возможно использование нескольких методов установления транспортных потерь тепла в сети теплоснабжения [1].

К ним относятся:

определение теплотехнических параметров теплоносителя в начале и в конце участка теплопровода [1];

прямое или косвенное измерение линейной плотности теплового потока от внешней поверхности теплопровода [136–138];

нахождение теплофизических характеристик, температурных полей и термических сопротивлений конструкций теплопроводов [22, 37, 45, 46, 63, 75].

Экспериментальные методы, применяемые на практике, отличающиеся по способу расчета тепловых потерь, требуют проведения измерений в стационарных условиях. Это обстоятельство диктуется двумя основными причинами [1].

Во-первых, чтобы исключить необходимость функционального описания начальных и граничных условий для уравнения энергии, теплоинерционных свойств грунта, изоляции и теплопроводов, приводящих к резкому возрастанию погрешности вычислений.

Во-вторых, характеризовать теплозащитные свойства конструкции теплопроводов и сами тепловые потери имеет смысл только для стационарных условий. В противном случае линейная плотность теплового потока, помимо зависимости от времени, становится еще и неопределенной вследствие ее зависимости от выбора замкнутого контура, охватывающего подземный теплопровод. Для подземных теплопроводов при определении тепловых потерь по параметрам теплоносителя или теплового потока непосредственно на поверхности изоляционного слоя основным преимуществом является существенное ослабление влияния на результаты измерений внешних, метеорологических условий. Сравнительно короткопериодные (вплоть до суточных) колебания температуры атмосферного воздуха и условий теплообмена на поверхности грунта (скорость движения окружающей среды (ветер), солнечный нагрев, выпадение осадков, испарение или конденсация влаги и др.) с увеличением глубины резко уменьшаются по амплитуде из-за большой тепловой инерции грунта.

Расчет температурного поля линейных участков теплопроводов и различных арматурных элементов может быть осуществлен для моделей любой сложности благодаря существующим мощным пакетам компьютерных программ. Теплофизические характеристики, необходимые для проведения этих расчетов, могут быть определены по теоретическим зависимостям либо измерены в разное время в лабораторных или полевых условиях [1].

Примеров успешного применения этого метода в сложных условиях в литературе достаточно [5, 22, 37, 45, 46, 63, 75], что подтверждает его состоятельность и возможность повсеместного использования.

Нормативная методика расчета тепловых потерь в тепловых сетях [44] не учитывает целый ряд факторов и процессов, приводящих к интенсификации тепломассопереноса в рассматриваемых системах, что является дополнительным стимулом для разработки новых подходов к

анализу тепловых потерь и тепловых режимов теплопроводов, эксплуатируемых в различных условиях.

При разработке моделей теплопереноса в конструкциях теплопроводов возможен учет и анализ воздействия различных факторов, влияющих на интенсификацию потерь тепловой энергии при транспорте теплоносителя и построение расчетной области сколь угодно сложной геометрии.

Создание методов теплового расчета подземных трубопроводов связано в первую очередь с развитием подземных трубопроводных магистралей в СССР, в особенности в районах Западной Сибири с использованием труб большого диаметра и малой относительной глубиной заложения [75, 76, 139–141].

Тепловые расчеты при проектировании магистральных трубопроводов выполняются, прежде всего, для прогнозирования их пропускной способности, определения оптимальной температуры нефти и газа, обеспечивающих надежность эксплуатации трубопроводных магистралей и сохранность окружающей среды, включая зону вечной мерзлоты.

Сооружение мощных нефтепроводов с не большой относительной глубиной заложения обуславливало необходимость создания новых методов теплотехнических расчетов для оптимизации основных параметров, проектируемых трубопроводных магистралей и максимальной эффективности капитальных вложений.

По понятным причинам большинство моделей и методов расчетов подземных нефтепроводов можно применять для анализа тепловых режимов тепловых сетей соответствующего варианта прокладки.

Известно большое число публикаций, посвященных аналитическому расчету температурных полей труб в плите (массиве, грунте) при различных комбинациях граничных условий [75–77, 139, 141–146].

В качестве примера можно привести наиболее типичную задачу [76], решенную методом конформных отображений. Решена стационарная задача теплопроводности для трубопровода, заложеного в грунт, при

произвольном расположении его в изоляции и при граничных условиях первого рода на поверхности массива и четвертого рода на границе «изоляция – грунт» [76]. Схематическое изображение области решения приведено на рисунке 3.1.1.1.

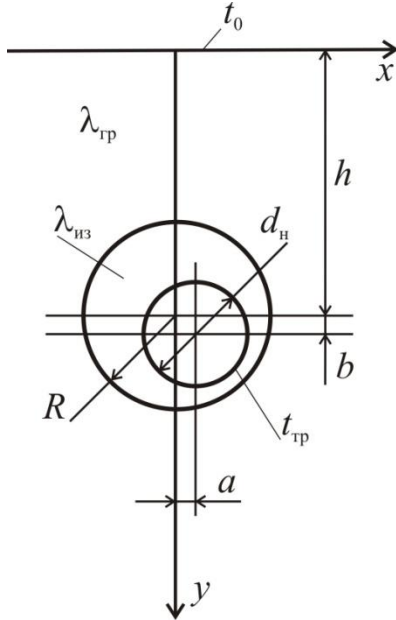


Рисунок 2.1.2.1 – Схематическое изображение области решения

Математическая постановка задачи теплопроводности для рассматриваемой области решения (рисунок 2.1.2.1) имеет вид:

$$\frac{\partial^2 t_{гр}}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 t_{гр}}{\partial y^2} = 0, \quad (2.1.2.1)$$

$$\frac{\partial^2 t_{из}}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 t_{из}}{\partial y^2} = 0, \quad (2.1.2.2)$$

$$t_{гр} = t_0, \quad y = 0, \quad (2.1.2.3)$$

$$t_{из} = t_{гр}, \quad (x-a)^2 + (y-h-b)^2 = \frac{d_n^2}{4}, \quad (2.1.2.4)$$

$$\left. \begin{array}{l} t_{гр} = t_{из} \\ \lambda_{гр} \frac{\partial t_{гр}}{\partial n} = \lambda_{из} \frac{\partial t_{из}}{\partial n} \end{array} \right\} x^2 + (y-h)^2 = R^2. \quad (2.1.2.5)$$

где n – нормаль к изотермической поверхности.

Выражения для определения температурных полей в грунте и изоляции имеют следующий вид [76]:

$$t_{\text{тр}}(x, y) = t_0 + q \left\{ \frac{1}{2\pi\lambda_{\text{тр}}} \ln\left(\frac{R_2}{r}\right) + \sum_{n=1}^{\infty} \frac{\left(\frac{a_{\text{ис}}}{r}\right)^n}{\pi n \left(\lambda_{\text{из}} + \sqrt{\lambda_{\text{тр}}^2 \left[\left(\frac{R_2^{2n} + R^{2n}}{R_2^{2n} - R^{2n}}\right) + 1\right] - \lambda_{\text{из}}^2} \right)} \frac{R_2^{2n} + r^{2n}}{R_2^{2n} - R^{2n}} \cos(n\varphi) \right\}, \quad (2.1.2.6)$$

$$t_{\text{из}}(x, y) = t_0 + q \left\{ \frac{1}{2\pi\lambda_{\text{тр}}} \ln\left(\frac{R_2}{R}\right) + \frac{1}{4\pi\lambda_{\text{из}}} \ln \frac{R^4 + (ra_{\text{ис}})^2 - 2R^2ra_{\text{ис}} \cos \varphi}{R^2(r^2 + a_{\text{ис}}^2 - 2ra_{\text{ис}} \cos \varphi)} + \sum_{n=1}^{\infty} \frac{\left(\frac{a_{\text{ис}} r}{R^2}\right)^n}{\pi n \left(\lambda_{\text{из}} + \sqrt{\lambda_{\text{тр}}^2 \left[\left(\frac{R_2^{2n} + R^{2n}}{R_2^{2n} - R^{2n}}\right) + 1\right] - \lambda_{\text{из}}^2} \right)} \cos(n\varphi) \right\}. \quad (2.1.2.7)$$

Где:

$$r = \frac{R_2 \sqrt{4k^2 x^2 + (x^2 + y^2 - k^2)^2}}{x^2 + (y+k)^2}, \quad \varphi = \arctg \frac{\frac{x^2 + y^2 - k^2}{2kx} - \text{tg} \alpha}{\frac{x^2 + y^2 - k^2}{2kx} \text{tg} \alpha + 1},$$

$$\text{tg} \alpha = \frac{a^2 + (b+h)^2 - k^2}{2ka}, \quad R_2 = h+k, \quad k = \sqrt{h^2 - R^2}, \quad q - \text{точечный источник тепла,}$$

заменяющий трубопровод, $a_{\text{ис}}$ – координата точечного источника тепла q в полярной системе координат.

Также известен ряд работ по аналитическому расчету нестационарных температурных полей труб в плите (массиве, грунте) [77, 147, 148].

Решения этих аналитических нестационарных задач получены с использованием замены трубопровода на линейный источник тепла, расположенный в центре трубопровода, дельта-функций Дирака и принципа наложения. В [77] показано, что замена трубопровода линейным источником вносит в решение задач определенную погрешность. Она возрастает с уменьшением глубины заложения и увеличением диаметра трубопровода.

Развитие методов аналитического расчета температурных полей в зонах прокладки теплотрасс позволило решить ряд прикладных задач, связанных с исследованиями, направленными на снижение тепловых потерь трубопроводов эксплуатируемых, в частности, в условиях Крайнего Севера. Решены задачи теплового взаимодействия трубопровода с грунтом при прокладке с обваловкой [77] и использовании снежного покрова в качестве дополнительной теплоизоляции при надземной прокладке [149].

Актуальными являются исследования влияния подземных теплопроводов на тепловое состояние грунта в зоне прокладки [150–158]. Особое значение эта проблема приобретает для грунтов, склонных к морозному пучению, и грунтов с большой глубиной промерзания [155].

Объясняется это тем, что механические свойства грунтов, как известно [158], во многом определяются их температурным режимом. Особенно резкие изменения механических и теплофизических свойств грунтов происходят при переходе их из талого состояния в мерзлое и обратно. При этом в массиве протаивающего грунта могут иметь место неравномерные осадки, а при замерзании – морозное пучение, которые часто приводят к деформации и разрушению зданий и инженерных сооружений.

Основная трудность аналитического решения подобных задач состоит в том, что она относится к классу нелинейных при неоднородных теплофизических свойствах грунта и сложной конфигурации канала, отличной от круглой трубы. В таких случаях обычно используют приближенные методы, позволяющие получить простые решения с достаточной для инженерных расчетов точностью (аналоговые методы – гидроинтегратор и электроинтегратор). Результаты таких исследований приведены в [159, 160].

Развитие вычислительной техники, методов численного решения задач математической физики, а также пакетов прикладных компьютерных программ позволило решить большое количество практически важных задач

[161–167] по исследованию теплопереноса в зонах прокладки теплопроводов в различных условиях.

Анализ влияния влажности грунта на тепловые потери бесканальных теплопроводов приведен в [167]. Результаты этих исследований представлены на рисунке 2.1.2.2.

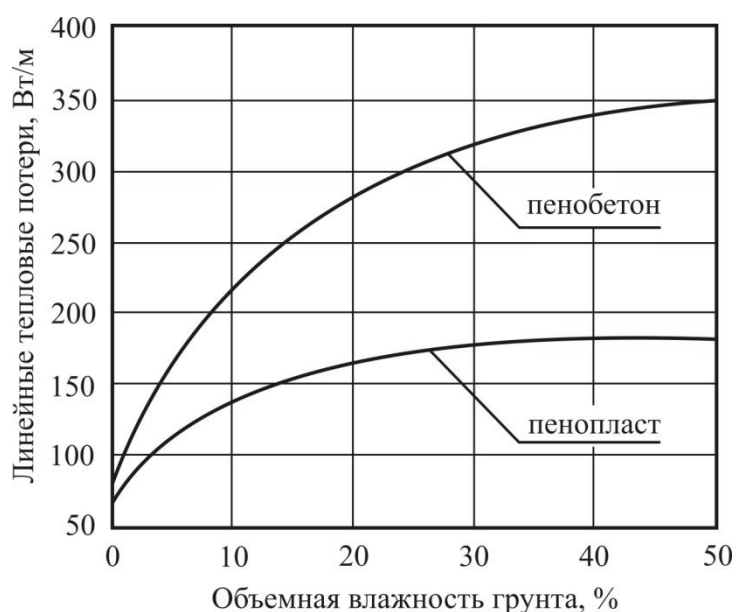


Рисунок 2.1.2.2 – Влияние объемной влажности грунта на тепловые потери

Установлено, что в значительной мере на тепловые потери и температурные распределения влияет увлажнение теплоизоляционного слоя и грунта вокруг прокладки [166, 167]. Численный анализ тепловых потерь [167] теплопроводов выполнен для двух видов теплоизоляции: пенобетона и пенопласта. На рисунке 2.1.2.2 показан характер изменения линейных тепловых потерь в зависимости от изменения объемной влажности грунта (суглинок). Верхняя кривая относится к теплоизоляционному слою из пенобетона, нижняя – изоляция из пенопласта. Из приведенных результатов видно, что увеличение объемной влажности грунта от 0 до 50 % приводит к росту линейных тепловых потерь для теплопровода с изоляцией из пенопласта до 2.5 раз, а при использовании пенобетона до 3.9 раза.

Достаточно большое количество публикаций по расчету тепловых режимов бесканальных трубопроводов [75–77, 139, 141–167] объясняется острой необходимостью достоверного прогноза их теплового состояния и тепловых потерь. Но все эти работы в определенной степени далеки от реальных эксплуатационных режимов рассматриваемых систем, поскольку не учитывают многих особенностей, приводящих к изменению и интенсификации тепловых потерь подземных трубопроводов. К этим особенностям относится учет нестационарности и нелинейности процессов теплопереноса, фазовых переходов в грунте, взаимодействие теплопроводов с окружающей средой и инженерными сооружениями, влияние дополнительных термических сопротивлений и характеристик грунта, наличия талых и мерзлых зон в местах прокладки теплопроводов и др.

2.2 Влияние инженерных сооружений на тепловые потери бесканальных теплопроводов

Развитие подходов к моделированию тепловых режимов подземных бесканальных теплопроводов позволило решить задачу о влиянии инженерных сооружений и коммуникаций на тепловое состояние рассматриваемых объектов [168, 169]. Постановка задачи в этом случае сводится к следующему. Рассматривается типичный теплопровод бесканальной прокладки – трубопроводы изолированные пенополиуретаном и защитным покровным гидроизоляционным слоем из полиэтилена [47]. Предполагается, что теплопровод эксплуатируется в зоне размещения инженерного сооружения – отапливаемый подвал здания. На рисунке 2.2.1 показано схематическое изображение области решения задачи.

Для рассматриваемой области (рисунок 2.2.1) решена двумерная стационарная задача теплопроводности в системе «подземный бесканальный теплопровод – окружающая среда» с учетом наличия инженерных сооружений в зоне прокладки.

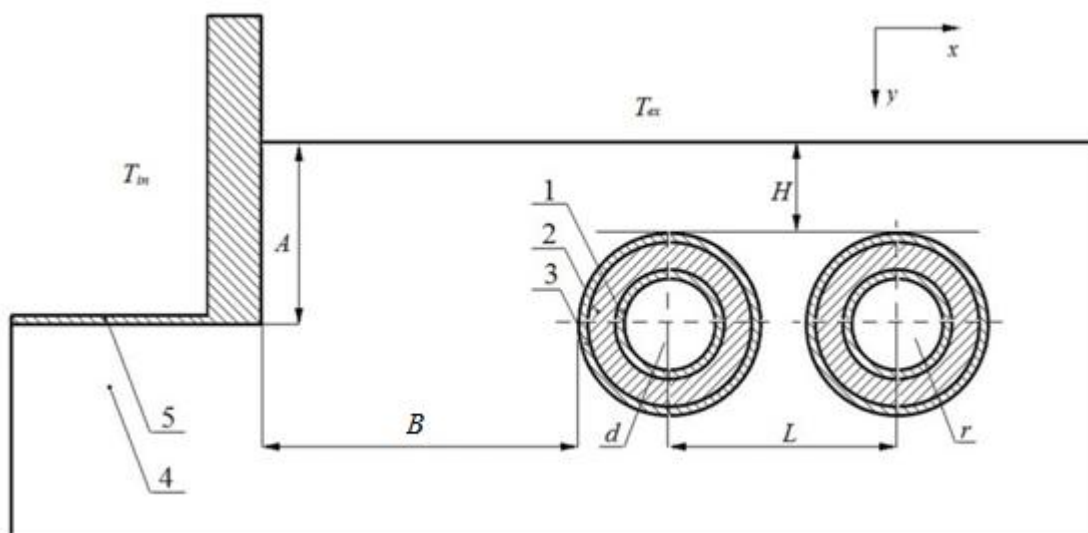


Рисунок 2.2.1 – Схема поперечного сечения области решения:

1 – металлическая стенка трубы; 2 – теплоизоляционный слой; 3 – слой гидроизоляции; 4 – грунт; 5 – инженерное сооружение; d , r – подающий и обратный теплопроводы; H – расстояние от поверхности грунта до верхних точек слоев гидроизоляции; L – расстояние между осями теплопроводов; A – заглубление фундамента; B – расстояние от крайней точки теплопровода до инженерного сооружения

Математическая модель для рассматриваемой области решения (рисунок 2.2.1) описана следующими уравнениями:

$$\nabla^2 T_{d,p} = 0; \quad (2.2.1)$$

$$\nabla^2 T_{r,p} = 0; \quad (2.2.2)$$

$$\nabla^2 T_{d,i} = 0; \quad (2.2.3)$$

$$\nabla^2 T_{r,i} = 0; \quad (2.2.4)$$

$$\nabla^2 T_{d,h} = 0; \quad (2.2.5)$$

$$\nabla^2 T_{r,h} = 0; \quad (2.2.6)$$

$$\nabla^2 T_g = 0; \quad (2.2.7)$$

$$\nabla^2 T_f = 0. \quad (2.2.8)$$

На внутренних поверхностях подающего и обратного трубопроводов поддерживаются постоянные температуры, равные температурам теплоносителя в трубах:

$$T_{d,p,1} = T_d = \text{const}; \quad (2.2.9)$$

$$T_{r,p,1} = T_r = \text{const}. \quad (2.2.10)$$

На границах слоев реализуется условия идеального теплового контакта:

$$\lambda_p \text{grad}(T_{d,p,2}) = \lambda_i \text{grad}(T_{d,i,2}); \quad T_{d,p,2} = T_{d,i,2}, \quad (2.2.11)$$

$$\lambda_p \text{grad}(T_{r,p,2}) = \lambda_i \text{grad}(T_{r,i,2}); \quad T_{r,p,2} = T_{d,i,2}, \quad (2.2.12)$$

$$\lambda_i \text{grad}(T_{d,i,3}) = \lambda_h \text{grad}(T_{d,h,3}); \quad T_{d,i,3} = T_{d,h,3}, \quad (2.2.13)$$

$$\lambda_i \text{grad}(T_{r,i,3}) = \lambda_h \text{grad}(T_{r,h,3}); \quad T_{r,i,3} = T_{r,h,3}, \quad (2.2.14)$$

$$\lambda_h \text{grad}(T_{d,h,4}) = \lambda_g \text{grad}(T_{d,g,4}); \quad T_{d,h,4} = T_{d,g,4}, \quad (2.2.15)$$

$$\lambda_h \text{grad}(T_{r,h,4}) = \lambda_g \text{grad}(T_{r,g,4}); \quad T_{r,h,4} = T_{r,g,4}, \quad (2.2.16)$$

$$\lambda_g \text{grad}(T_{g,5}) = \lambda_f \text{grad}(T_{f,5}); \quad T_{g,5} = T_{f,5}. \quad (2.2.17)$$

На поверхности раздела «грунт – окружающая среда», «внутренняя поверхность стены – воздух внутри инженерного сооружения», «поверхность пола – воздух внутри инженерного сооружения» и «внешняя поверхность стены – окружающая среда» реализуется условия конвективного теплообмена:

$$-\lambda_g \text{grad}(T_{g,6}) = \alpha_6 (T_{g,6} - T_{ex}); \quad (2.2.18)$$

$$-\lambda_f \text{grad}(T_{f,7}) = \alpha_7 (T_{f,7} - T_{in}); \quad (2.2.19)$$

$$-\lambda_f \text{grad}(T_{f,8}) = \alpha_8 (T_{f,8} - T_{in}); \quad (2.2.20)$$

$$-\lambda_f \text{grad}(T_{f,9}) = \alpha_9 (T_{f,9} - T_{ex}). \quad (2.2.21)$$

На внешних границах области решения (рисунок 2.2.1) градиенты температур равны нулю:

$$\text{grad}(T_g) = 0, x \rightarrow \pm\infty; y \rightarrow -\infty; \quad (2.2.22)$$

$$\text{grad}(T_f) = 0, x \rightarrow -\infty; y \rightarrow +\infty. \quad (2.2.23)$$

Обозначения: T – температура, К; λ – коэффициент теплопроводности, Вт/(м·К); α – коэффициент теплоотдачи, Вт/(м²·К).

Индексы: d – подающий; r – обратный; p – труба; i – изоляция; h – гидроизоляция; g – грунт; f – фундамент; in – внутренний; ex – наружный; 1 – внутренняя поверхность трубы; 2 – 9 соответственно границы разделов «труба – тепловая изоляция», «тепловая изоляция – гидроизоляция», «гидроизоляция – грунт», «грунт – фундамент», «грунт – окружающая среда», «внутренняя поверхность стены – воздух внутри инженерного сооружения», «поверхность пола – воздух внутри инженерного сооружения», «внешняя поверхность стены – окружающая среда».

Задача (2.2.1)–(2.2.23) решена методом конечных элементов. Исследования проведены на неравномерной конечно-элементной сетке. Количество элементов выбиралось из условий сходимости решения.

Несмотря на то, что при постановке задачи предполагалось использование области решения неограниченных размеров (выражения (2.2.22, 2.2.23)), при проведении численного моделирования использовалась расчетная область размерами 7 м по вертикали и 16 м по горизонтали. Ее размеры выбирались на основании серии предварительных численных экспериментов таким образом, чтобы относительное изменение температур на границах области решения не превышало 0,5 %.

Исследования проводились для трубопроводов с наружным диаметром 0,377 м, изготовленных из стали 10 (толщина стенки 6 мм), тепловая изоляция – пенополиуретан (толщина 0,0553 м), покровный слой – полиэтилен толщиной 6,2 мм. Расстояние от поверхности грунта до верхней части теплопроводов – $H=1,5$ м (рисунок 2.2.1). Расстояние между осями трубопроводов составляло $L=0,65$ м. Расстояние B от оболочки бесканальной прокладки до фундамента здания, выполненного из железобетона, принималось равным 2 и 5 м (рисунок 2.2.1), а заглубление фундамента составляло $A=2$ м. Температуры внутренней поверхности трубы подающего и обратного теплопровода T_d и T_r принимались равными среднегодовым

температурам теплоносителей в подающих и обратных трубопроводах водяных тепловых сетей [44], работающих по температурному графику 95/70°C. Температура окружающей среды принималась равной средней температуре воздуха за отопительный период в городе Томск $T_{ex}=264.35$ К [46], а температура воздуха внутри инженерного сооружения составляла $T_{in}=275.15$ К и 293.15 К. Согласно [170, 171] коэффициенты теплоотдачи на внутренней поверхности ограждающих конструкций инженерного сооружения соответственно для стен и пола по грунту составляли $\alpha_7=8.7$ Вт/(м²·К) и $\alpha_8=4.5$ Вт/(м²·К), для наружной поверхности – $\alpha_9=23$ Вт/(м²·К), от грунта к окружающей среде – $\alpha_6=15$ Вт/(м²·К).

В таблице 2.2.1 приведены значения [86] теплофизических свойств материалов, использовавшиеся при проведении исследований.

Таблица 2.2.1 – Теплофизические характеристики материалов

Материал	Покровный слой	Тепловая изоляция	Стенка трубы	Грунт	Железобетон
λ , Вт/(м·К)	0.33	0.033	50.2	1.5	1.54
C , Дж/(кг·К)	2200	1470	462	1150	887
ρ , кг/м ³	920	50	7700	1960	2200

В таблице 2.2.2 приведены значения тепловых потерь q_2 бесканального теплопровода проложенного в зоне влияния инженерного сооружения (рисунок 2.2.1), а также проведено сравнение этих значений с потерями идентичного теплопровода при отсутствии близ расположенных инженерных сооружений q_1 и потерями бесканального теплопровода $q_{норм}$, рассчитанными по нормативной методике [44]. Результаты численного анализа тепловых потерь бесканального теплопровода, приведенные в таблице 2.2.2, показывают ожидаемое уменьшение тепловых потерь q_2 теплопровода при его прокладке в зоне влияния инженерных сооружений.

Таблица 2.2.2 – Результаты численного моделирования ($q_1=74.74$ Вт/м; $q_{\text{норм}}=99.50$ Вт/м)

$B, \text{ м}$	$T_{in}, \text{ К}$	$q_2, \text{ Вт/м}$	$\delta_1 = \frac{q_1 - q_2}{q_1} 100\%$	$\delta_2 = \frac{q_{\text{норм}} - q_2}{q_{\text{норм}}} 100\%$
5	275.15	73.36	1.85	26.27
	293.15	70.96	5.06	28.68
2	275.15	72.17	3.44	27.47
	293.15	66.68	10.79	32.99

Анализ изменения величин тепловых потерь в зависимости от расстояния между оболочкой бесканальной прокладки и фундаментом здания позволяет сделать вывод о том, что уменьшение расстояния от 5 м до 2 м приводит к снижению тепловых потерь на 1.62 % при температуре внутри инженерного сооружения $T_{in}=275.15$ К и на 6.03 % при $T_{in}=293.15$ К. Также установлено закономерное снижение потерь тепловой энергии с увеличением температуры воздуха внутри инженерного сооружения, в зоне влияния которого расположен теплопровод. При повышении температуры внутри инженерного сооружения от 275.15 К до 293.15 К снижение тепловых потерь составляет 3.27 % при расстояния между оболочкой бесканальной прокладки и фундаментом здания $B=5$ м и на 7.61 % при $B=2$ м.

Сопоставление между собой значений q_1 и q_2 (таблица 2.2.2) говорит о том что, тепловые потери бесканальных теплопроводов, проложенных в зонах влияния инженерных сооружений уменьшаются в диапазоне от $\delta_1=1.53$ % до $\delta_1=10.79$ % в зависимости от значений T_{in} и B .

Сравнение результатов расчета тепловых потерь бесканального теплопровода, проложенного в зоне влияния инженерного сооружения q_2 с тепловыми потерями $q_{\text{норм}}$, полученными с использованием методики [44], свидетельствует о том, что методика [44] дает завышенные значения тепловых потерь бесканальных теплопроводов. В предельных случаях отклонение δ_2 составляет от 26.27 до 32.99 %.

На рисунках 2.2.2–2.2.4, в качестве примеров, приведены типичные температурные поля в зоне размещения бесканального теплопровода при отсутствии близ расположенных инженерных сооружений и при их наличии.

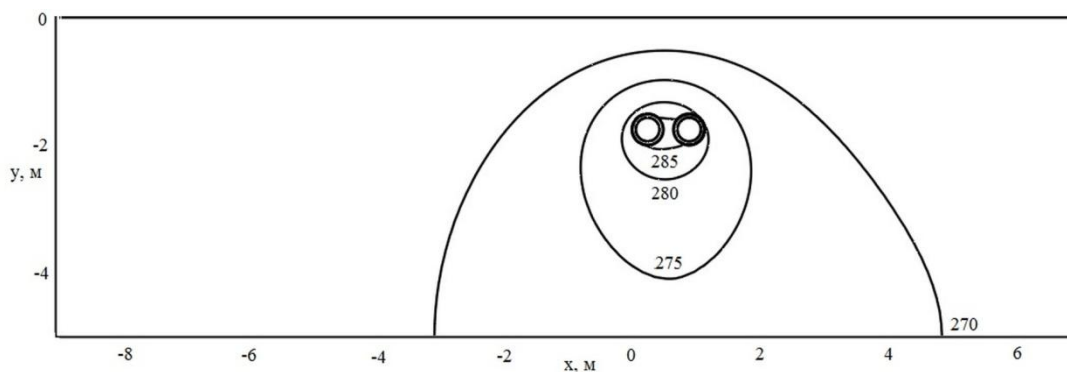


Рисунок 2.2.2 – Температурное поле в зоне прокладки бесканального теплопровода

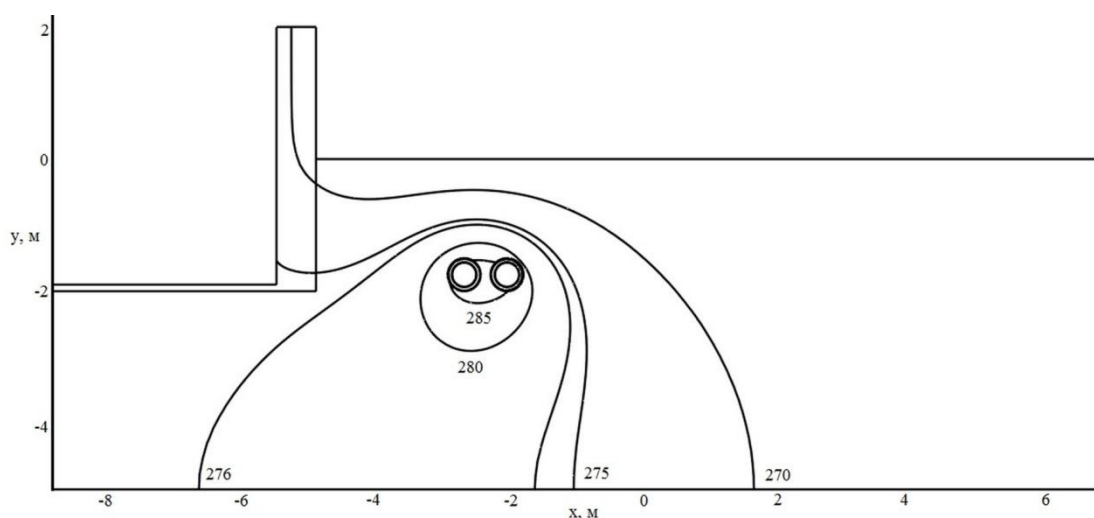


Рисунок 2.2.3 – Температурное поле в зоне прокладки бесканального теплопровода при наличии близ расположенных инженерных сооружений
($B=2$ м, $T_{in}=275.15$ К)

Распределения температур в рассматриваемых областях решения показывают, что изотермические линии (рисунки 2.2.2–2.2.4) сгущаются непосредственно над трубопроводами, а также вблизи инженерного сооружения и более разрежены при удалении от них, что соответствует

представлениям о процессах теплопроводности и хорошо согласуется с результатами теоретических работ других авторов [166].

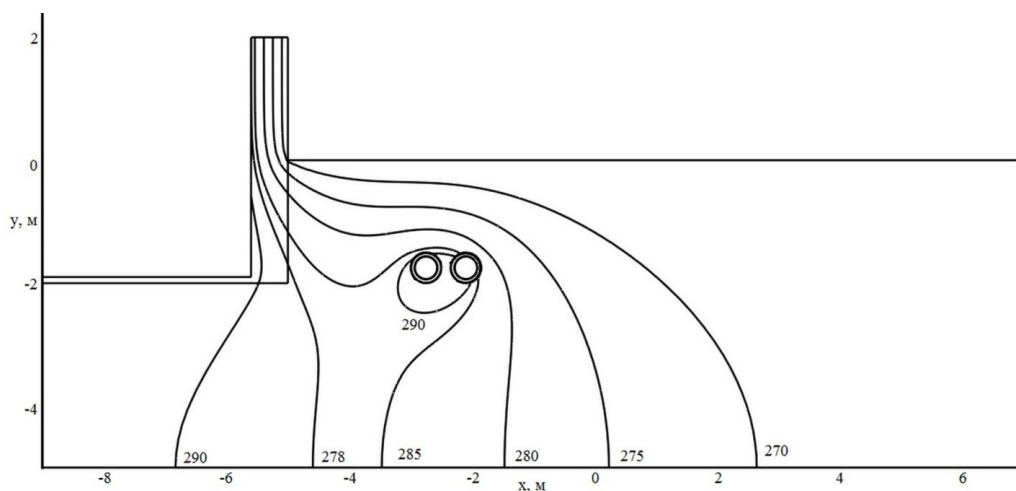


Рисунок 2.2.4 – Температурное поле в зоне прокладки бесканального теплопровода при наличии близ расположенных инженерных сооружений ($B=2$ м, $T_{in}=293.15$ К)

Анализ результатов численного моделирования позволяет говорить о целесообразности учета влияния инженерных сооружений, расположенных в зоне размещения бесканальных теплопроводов, на тепловые режимы и тепловые потери последних.

2.3 Влияние снежного покрова и промерзания грунта на тепловые потери бесканальных теплопроводов

Для исследования тепловых режимов и тепловых потерь бесканальных теплопроводов в реальных условиях эксплуатации разработан ряд математических моделей [172–175], учитывающих промерзание грунта и снежный покров в зоне над прокладкой. Подобные условия эксплуатации являются наиболее типичными для подавляющего большинства регионов РФ и требуют детализированного анализа.

При решении этой задачи рассматривался типичный теплопровод бесканальной прокладки – трубопроводы изолированные пенополиуретаном и защитным покровным гидроизоляционным слоем из полиэтилена (рисунок 2.3.1).

Предполагалось, что теплопровод эксплуатируется в условиях промерзания грунта и при снежном покрове в зоне над прокладкой. Для рассматриваемой области (рисунок 2.3.1) решена двумерная стационарная задача теплопроводности в системе «бесканальный теплопровод – окружающая среда».

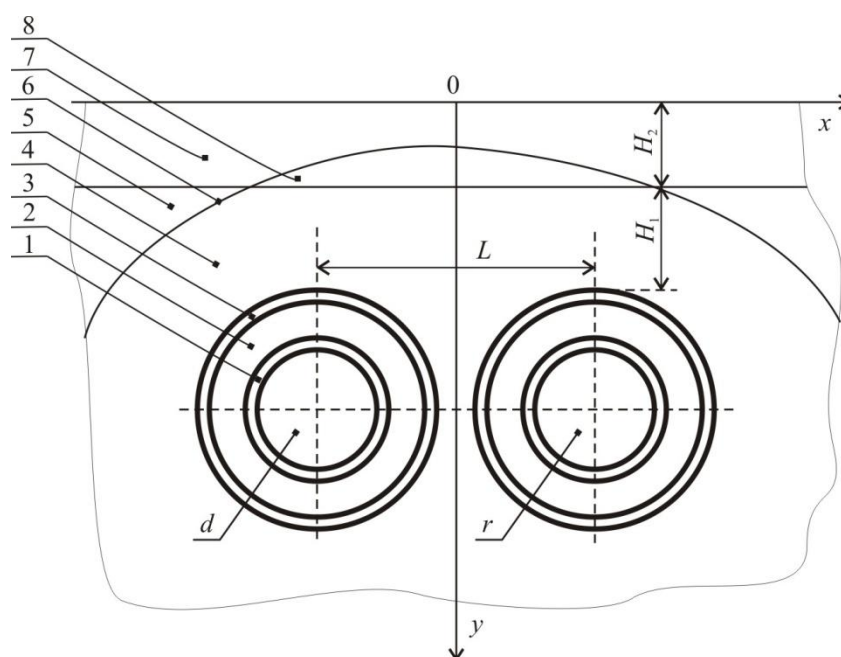


Рисунок 2.3.1 – Схема области решения:

1 – труба; 2 – тепловая изоляция; 3 – гидроизоляция; 4 – грунт талый; 5 – грунт мерзлый; 6 – граница между талой и мерзлой зонами; 7 – снег уплотненный; 8 – снег талый; d , r – подающий и обратный теплопроводы; H_1 – расстояние от поверхности грунта до гидроизоляции; L – расстояние между осями теплопроводов; H_2 – толщина снежного покрова

Математическая модель теплопереноса в этом случае имеет вид:

$$\nabla^2 T_{d,p} = 0, \quad (2.3.1)$$

$$\nabla^2 T_{r,p} = 0, \quad (2.3.2)$$

$$\nabla^2 T_{d,i} = 0, \quad (2.3.3)$$

$$\nabla^2 T_{r,p}=0, \quad (2.3.4)$$

$$\nabla^2 T_{d,h}=0, \quad (2.3.5)$$

$$\nabla^2 T_{r,h}=0, \quad (2.3.6)$$

$$\nabla^2 T_{s,g}=0, \quad (2.3.7)$$

$$\nabla^2 T_{f,g}=0, \quad (2.3.8)$$

$$\nabla^2 T_{m,sn}=0, \quad (2.3.9)$$

$$\nabla^2 T_{c,sn}=0. \quad (2.3.10)$$

$$T_{d,p,1}=T_{d,in}=\text{const}, \quad (2.3.11)$$

$$T_{r,p,1}=T_{r,in}=\text{const}. \quad (2.3.12)$$

$$\lambda_p \text{grad}(T_{d,p,2})=\lambda_i \text{grad}(T_{d,i,2}); T_{d,p,2}=T_{d,i,2}, \quad (2.3.13)$$

$$\lambda_p \text{grad}(T_{r,p,2})=\lambda_i \text{grad}(T_{r,i,2}); T_{r,p,2}=T_{d,i,2}, \quad (2.3.14)$$

$$\lambda_i \text{grad}(T_{d,i,3})=\lambda_h \text{grad}(T_{d,h,3}); T_{d,i,3}=T_{d,h,3}, \quad (2.3.15)$$

$$\lambda_i \text{grad}(T_{r,i,3})=\lambda_h \text{grad}(T_{r,h,3}); T_{r,i,3}=T_{r,h,3}, \quad (2.3.16)$$

$$\lambda_h \text{grad}(T_{d,h,4})=\lambda_{s,g} \text{grad}(T_{d,s,g,4}); T_{d,h,4}=T_{d,s,g,4}, \quad (2.3.17)$$

$$\lambda_h \text{grad}(T_{r,h,4})=\lambda_{s,g} \text{grad}(T_{r,s,g,4}); T_{r,h,4}=T_{r,s,g,4}, \quad (2.3.18)$$

$$\lambda_{s,g} \text{grad}(T_{s,g,5})=\lambda_{f,g} \text{grad}(T_{f,g,5}); T_{s,g,5}=T_{f,g,5}, \quad (2.3.19)$$

$$\lambda_{f,g} \text{grad}(T_{f,g,6})=\lambda_{m,sn} \text{grad}(T_{m,sn,6}); T_{f,g,6}=T_{m,sn,6}, \quad (2.3.20)$$

$$\lambda_{m,sn} \text{grad}(T_{m,sn,7})=\lambda_{c,sn} \text{grad}(T_{c,sn,7}); T_{m,sn,7}=T_{c,sn,7}. \quad (2.3.21)$$

$$-\lambda_{c,sn} \text{grad}(T_{c,sn,8})=\alpha(T_{c,sn,8} - T_{ex}). \quad (2.3.22)$$

$$\text{grad}(T_{f,g})=0, \quad x \rightarrow \pm\infty, \quad (2.3.23)$$

$$\text{grad}(T_{s,g})=0, \quad x \rightarrow \pm\infty; \quad y \rightarrow -\infty, \quad (2.3.24)$$

$$\text{grad}(T_{m,sn})=0, \quad x \rightarrow \pm\infty, \quad (2.3.25)$$

$$\text{grad}(T_{c,sn})=0, \quad x \rightarrow \pm\infty; \quad y \rightarrow -\infty. \quad (2.3.26)$$

Обозначения: T – температура, К; λ – теплопроводность, Вт/(м·К); c – теплоемкость, Дж/(кг·К); ρ – плотность, кг/м³; α – коэффициент теплоотдачи, Вт/(м²·К); d – подающий трубопровод; r – обратный трубопровод; p – труба; i – тепловая изоляция; h – гидроизоляция; g – грунт; s , m – талый; c , f – мерзлый; in – внутренний; ex – внешний; sn – снег; 1 – внутренняя поверхность трубы; 2 – 8 номера границ: «труба – тепловая изоляция», «тепловая изоляция – гидроизоляция», «гидроизоляция – талый грунт», «талый грунт – мерзлый грунт», «мерзлый грунт – талый снег», «талый снег – мерзлый снег», «мерзлый снег – окружающая среда».

Решение задачи (2.3.1)–(2.3.26) получено методом конечных элементов [84]. Координаты границы раздела между талой и мерзлой зонами (рисунок

2.3.1) определялись по координатам изотермической линии 273 К в результате серии численных экспериментов методом последовательных приближений.

При проведении численного моделирования использовалась расчетная область размерами 6 м в глубину и по 5 м в стороны от оси симметрии. Размеры расчетной области выбирались на основании серии предварительных численных экспериментов таким образом, чтобы относительное изменение температур на границах области решения не превышало 0.5 %.

Анализ проводился для трубопроводов с диаметрами условного прохода трубопроводов 600 мм, изготовленных из стали 10 (толщина стенки 8 мм), тепловая изоляция – пенополиуретан (толщина 40 мм), покровный слой – полиэтилен (2 мм) [47]. Расстояния от поверхности грунта до верхних точек слоев гидроизоляции принималось равным $H_1 = 2$ м, а между осями трубопроводов составляло $L = 1.3$ м (рисунок 2.3.1). Предполагалось, что тепловая сеть работает по температурному графику 95/70 °С [44]. Толщина снежного покрова принималась равной количеству осадков, выпавших за холодный период года для города Томск [171] $H_2 = 185$ мм (рисунок 2.3.1). Температура окружающей среды принималась равной средней температуре воздуха за отопительный период в городе Томск [171] – 264.2 К. Средний коэффициент теплоотдачи на поверхности раздела «уплотненный снег – окружающая среда» варьировался в пределах от 5 до 30 Вт/(м²·К).

В таблице 2.3.1 приведены значения [86] теплопроводности, теплоемкости и плотности грунтов, снега, стенки трубы, тепловой и гидроизоляции, использовавшиеся при проведении численных исследований.

В таблице 2.3.2 показаны тепловые потери рассматриваемой системы (рисунок 2.3.1) с учетом промерзания грунта и снежного покрова над прокладкой Q_1 , а также без учета слоя снега Q_2 и представлено сопоставление Q_1 и Q_2 между собой и с нормативной величиной потерь $Q_{\text{норм}}$, вычисленной в соответствии с [44].

Таблица 2.3.1 – Теплофизические характеристики

Характеристика	Покровный слой	Тепловая изоляция	Стенка трубы	Грунт				Снег	
				Глинистый		Песчаный		Уплотненный	Начавший таять
				Талый	Мерзлый	Талый	Мерзлый		
Теплопроводность, Вт/(м·К)	0.33	0.033	50.2	1.1	1.3	2.3	3.7	0.35	0.64
Теплоемкость, Дж/(кг·К)	2200	1470	462	1231	959	1486	1005	2100	2100
Плотность, кг/м ³	920	50	7700	1700	1700	2000	2000	350	500

Таблица 2.3.2 – Результаты численного моделирования

Грунт	α , Вт/(м ² ·К)	Q_1 , Вт/м	Q_2 , Вт/м	$Q_{норм}$, Вт/м	$\delta_1 = \frac{Q_2 - Q_1}{Q_2} 100\%$	$\delta_2 = \frac{Q_1 - Q_{норм}}{Q_1} 100\%$
Песчаный	5	124.39	144.70	175.32	14.03	-40.94
	10	126.79	149.94		15.44	-38.27
	20	128.36	152.27		15.70	-37.04
	30	128.91	153.21		15.86	-36.00
Глинистый	5	93.07	102.17	129.73	8.91	-39.39
	10	94.63	104.30		9.27	-37.10
	20	95.42	105.26		9.35	-35.96
	30	95.69	105.62		9.40	-35.57

Результаты численного моделирования тепловых потерь бесканальных теплопроводов, приведенные в таблице 2.3.2, показывают ожидаемый рост тепловых потерь при прокладке теплопроводов в песчаных грунтах, имеющих большие коэффициенты теплопроводности (таблица 2.3.1). Также

установлено закономерное возрастание потерь тепловой энергии с ростом интенсивности теплоотдачи на внешнем контуре рассматриваемой системы.

Анализ изменения тепловых потерь в зависимости от значений коэффициентов теплоотдачи на границе раздела «уплотненный снег – окружающая среда» (таблица 2.3.2) позволяет сделать вывод о том, что увеличение теплоотдачи в 6 раз приводит к росту тепловых потерь до 3.5 %.

Учет наличия снежного покрова над прокладкой приводит к соответствующему снижению тепловых потерь вследствие увеличения эффективного термического сопротивления слоя над прокладкой. Сопоставление значений тепловых потерь бесканальных теплопроводов Q_2 и Q_1 позволяет сделать вывод о том, что при наличии снежного покрова и прокладке теплопроводов в песчаных грунтах потери тепла снижаются на $\delta_1=14.03-15.86$ %, а в глинистых на $\delta_1=8.91-9.40$ % в зависимости от значений коэффициентов теплоотдачи на внешнем контуре взаимодействия.

На рисунке 2.3.2, в качестве примера, приведено типичное температурное поле в зоне размещения бесканального теплопровода в условиях промерзания грунта и слоя снега при прокладке в песчаном грунте и $\alpha = 5$ Вт/(м²·К). На рисунке 2.3.2 изотермическая линия 273 К соответствует границе раздела мерзлых и талых сред.

Распределения температур в рассматриваемой области решения показывают, что изотермические линии сгущаются непосредственно над трубопроводами и более разрежены при удалении от них.

Сопоставление результатов численного моделирования (таблица 2.3.2) в условиях промерзания грунта и слоя снега Q_1 с величиной тепловых потерь $Q_{\text{норм}}$, рассчитанных с использованием методики [44], позволяет говорить о том, что отклонение между ними δ_2 всегда является отрицательной величиной. Этот результат показывает, что методика [44] дает завышенные значения тепловых потерь бесканальных теплопроводов. В предельных случаях отклонение δ_2 составляет до минус 40.94 % и до минус 39.39 % при прокладке теплопроводов в песчаных и глинистых грунтах, соответственно.

Эти обстоятельства свидетельствуют о необходимости учета обсуждаемых в данном параграфе факторов при анализе тепловых потерь.

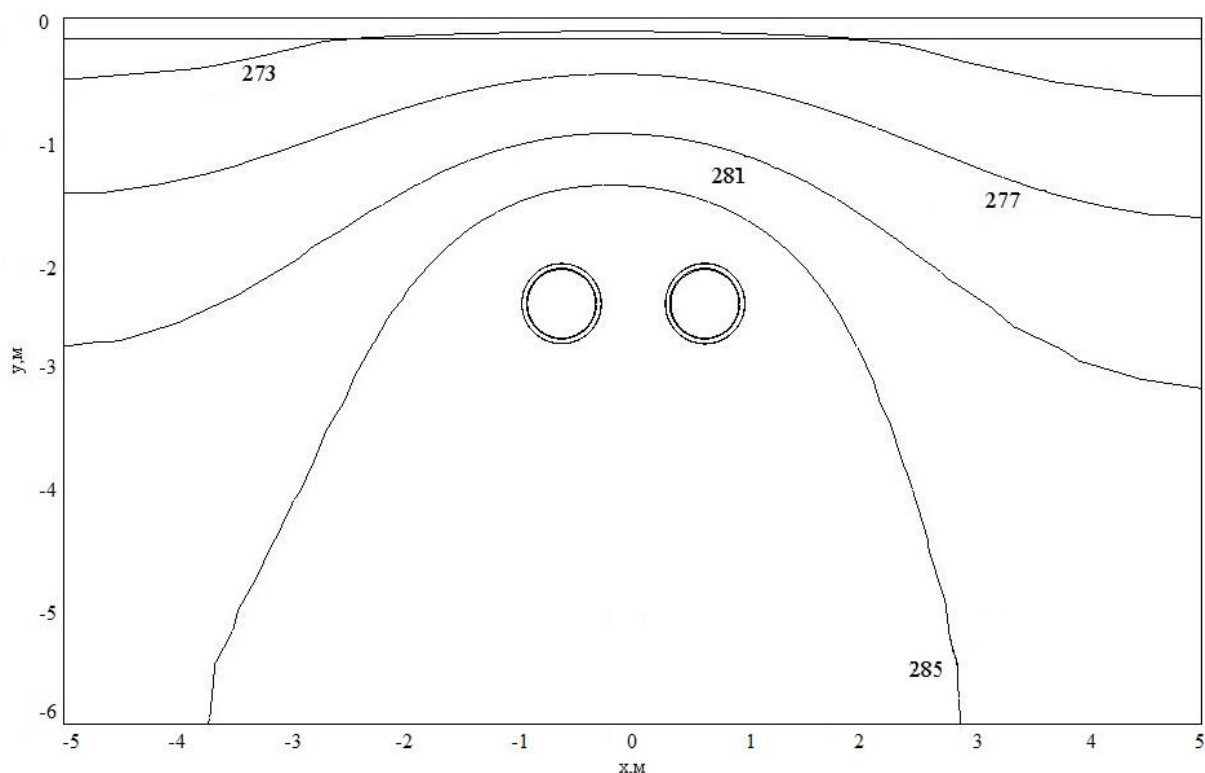


Рисунок 2.3.2 – Типичное температурное поле для рассматриваемой области решения

2.4 Влияние градиента температуры в грунте на тепловые потери бесканальных теплопроводов

Одним из допущений, при котором решено подавляющее число задач теплопереноса в зонах размещения подземных тепловых сетей [142–169, 172–183], является допущение о том, что на внешнем контуре взаимодействия в грунте на некотором расстоянии от подземных трубопроводов градиент температуры равен нулю. Это допущение является не достаточно обоснованным, поскольку известно о значительном изменении температур грунта по глубине [171].

При решении этой задачи рассматривается типичный теплопровод бесканальной прокладки – трубопроводы изолированные пенополиуретаном

и защитным покровным гидроизоляционным слоем из полиэтилена [47]. Схематическое изображение области решения приведено на рисунке 2.4.1 и соответствует области решения задачи, описанной в [172].

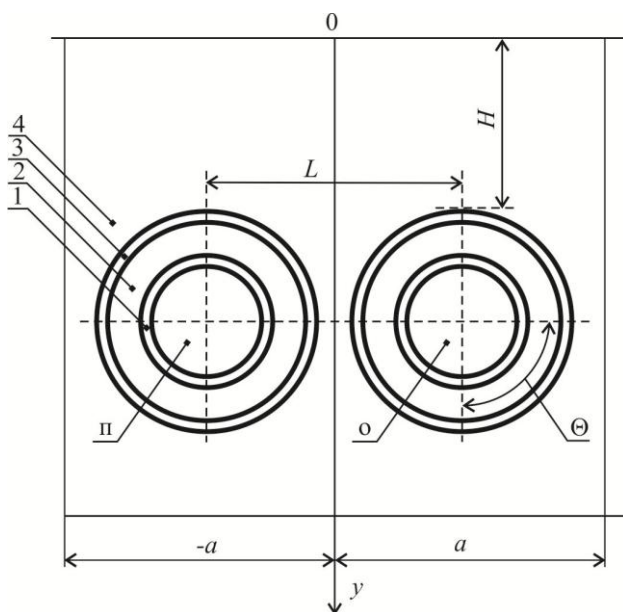


Рисунок 2.4.1 – Схема области решения: 1 – труба; 2 – изоляция; 3 – гидроизоляция; 4 – грунт; п, о – подающий и обратный теплопроводы; Н – расстояние от поверхности грунта до гидроизоляции; L – расстояние между осями трубопроводов; а, b – размеры области решения

Для рассматриваемой области (рисунок 2.4.1) решается двумерная стационарная задача теплопереноса [184] в системе «подземный бесканальный теплопровод – окружающая среда» с учетом реальных условий теплообмена на внешнем контуре взаимодействия.

Процесс теплопереноса в рассматриваемой области решения (рисунок 2.4.1) описывается уравнениями теплопроводности в цилиндрической системе координат для стенок труб, теплоизоляционных и гидроизоляционных слоев подающего и обратного трубопроводов:

$$\frac{\partial^2 T_{i,p}}{\partial x^2} + \frac{1}{x} \frac{\partial T_{i,p}}{\partial x} + \frac{1}{x^2} \frac{\partial^2 T_{i,p}}{\partial \Theta^2} = 0, \quad i=1-3, \quad (2.4.1)$$

$$\frac{\partial^2 T_{i,o}}{\partial x^2} + \frac{1}{x} \frac{\partial T_{i,o}}{\partial x} + \frac{1}{x^2} \frac{\partial^2 T_{i,o}}{\partial \Theta^2} = 0, \quad i=1-3; \quad (2.4.2)$$

в грунте уравнением теплопроводности в декартовой системе координат:

$$\frac{\partial^2 T_4}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T_4}{\partial y^2} = 0. \quad (2.4.3)$$

При постановке задачи принято, что на внутренних поверхностях труб подающего и обратного трубопроводов поддерживается постоянная температура, равная температуре теплоносителя в трубе:

$$T_{1,n} = T_n = \text{const} , \quad (2.4.4)$$

$$T_{1,o} = T_o = \text{const} . \quad (2.4.5)$$

На границах слоев реализуются условия идеального теплового контакта:

$$\lambda_i \frac{\partial T_{i,n}}{\partial x} = \lambda_j \frac{\partial T_{j,n}}{\partial x}, \quad T_{i,n} = T_{j,n}, \quad i,j=1-4; \quad i \neq j; \quad (2.4.6)$$

$$\lambda_i \frac{\partial T_{i,n}}{\partial y} = \lambda_j \frac{\partial T_{j,n}}{\partial y}, \quad T_{i,n} = T_{j,n}, \quad i,j=1-4; \quad i \neq j; \quad (2.4.7)$$

$$\lambda_i \frac{\partial T_{i,o}}{\partial x} = \lambda_j \frac{\partial T_{j,o}}{\partial x}, \quad T_{i,o} = T_{j,o}, \quad i,j=1-4; \quad i \neq j; \quad (2.4.8)$$

$$\lambda_i \frac{\partial T_{i,o}}{\partial y} = \lambda_j \frac{\partial T_{j,o}}{\partial y}, \quad T_{i,o} = T_{j,o}, \quad i,j=1-4; \quad i \neq j; \quad (2.4.9)$$

Для цилиндрических слоев выполняются условия симметрии:

$$\frac{\partial T_{i,n}}{\partial \Theta} = 0, \quad i=1-3; \quad (2.4.10)$$

$$\frac{\partial T_{i,o}}{\partial \Theta} = 0, \quad i=1-3; \quad (2.4.11)$$

На левой и правой границах рассматриваемой системы температура грунта зависит от глубины и описывается уравнением, полученным на основании обработки данных [185]:

$$T = 270.3 - 2.125y, \quad \text{при } x = \pm a. \quad (2.4.12)$$

На поверхности раздела «грунт – окружающая среда» реализуются условия конвективного теплообмена:

$$-\lambda_4 \frac{\partial T_4}{\partial y} = \alpha (T_{4,b} - T_5), \quad \text{при } y=0. \quad (2.4.13)$$

На нижней границе задается постоянная температура, рассчитываемая по формуле (2.4.12):

$$T_{4,n} = T_n = \text{const} , \quad \text{при } y=b. \quad (2.4.14)$$

Обозначения: T – температура, К; x, y, Θ – координаты; λ – коэффициент теплопроводности, Вт/(м·К); α – коэффициент теплоотдачи, Вт/(м²·К); 1–4 – номера областей расчета (рисунок 2.4.1); 5 – окружающая среда; п, о – подающий и обратный трубопроводы, в, н – верхняя и нижняя границы.

Основное отличие задачи (2.4.1)–(2.4.14) от, описанной в [172], заключается в учете изменения температуры грунта по глубине (выражения (2.4.12) и (2.4.14)). При проведении численного моделирования использовалась расчетная область размерами $b = -6$ м в глубину и $a = \pm 5$ м в стороны от оси симметрии.

Численный анализ проводился для трубопроводов, конфигурация которых полностью соответствует описанной в [172]: диаметр условного прохода трубопроводов 600 мм, изготовлены из стали 10 (толщина стенки 8 мм), тепловая изоляция – пенополиуретан (толщина 40 мм), покровный слой – полиэтилен (2 мм). Расстояния от поверхности грунта до верхних точек слоев гидроизоляции принималось равным $H = 2$ м, а между осями трубопроводов составляло $L = 1,3$ м (рисунок 2.4.1). Температуры $T_{\text{п}} = 338$ К и $T_{\text{о}} = 323$ К принимались равными среднегодовым температурам теплоносителей в подающих и обратных трубопроводах водяных тепловых сетей при их работе по температурному графику 95/70 С [46]. Температура окружающей среды T_5 принималась равной средней температуре воздуха за отопительный период в городе Томск [46] – 264,2 К. Температура нижней границы области решения, вычисленная по формуле (2.4.12), составляла $T_{\text{н}} = 283,05$ К. Средний коэффициент теплоотдачи на поверхности раздела «грунт – окружающая среда» варьировался в пределах от 5 до 30 Вт/(м²·К).

Обоснованность и достоверность результатов исследований следует из проведенных проверок используемых методов на сходимость и устойчивость решений на множестве сеток, выполнения условий баланса энергии на границах области расчета, а также подтверждается хорошим качественным согласованием полученных результатов с известными данными других

авторов, например [179–183]. Относительная погрешность расчетов во всех вариантах численного анализа не превышала 0,2 %, что является приемлемым при анализе тепловых режимов и тепловых потерь подземных трубопроводов.

В таблице 2.4.1 приведены значения [86] теплофизических характеристик.

Таблица 2.4.1 – Теплофизические характеристики

Материал	Покровный слой	Тепловая изоляция	Стенка трубы	Грунт	
				Глинистый	Песчаный
λ , Вт/(м·К)	0,33	0,033	50,2	1,1	2,3
c , Дж/(кг·К)	2200	1470	462	1231	1486
ρ , кг/м ³	920	50	7700	1700	2000

В таблице 2.4.2 в зависимости от значений коэффициентов теплоотдачи на верхней границе области решения и вида грунта в зоне размещения трубопроводов приведены тепловые потери рассматриваемой системы (рисунок 2.4.1) Q_1 , полученные на основании решении системы уравнений (2.4.1)–(2.4.14), тепловые потери Q_2 [172], вычисленные для случая, когда изменение температуры грунта по глубине не учитывалось, а также представлено сопоставление Q_1 и Q_2 между собой и с нормативной величиной потерь Q_3 , рассчитанной в соответствии с [44].

Результаты численного моделирования тепловых потерь подземных бесканальных трубопроводов с учетом реальных условий теплообмена на внешнем контуре, приведенные в таблице 2.4.2, свидетельствуют об ожидаемом росте тепловых потерь при прокладке теплопроводов в песчаных грунтах, имеющих большие коэффициенты теплопроводности (таблица 2.4.1). Также установлено закономерное возрастание потерь

тепловой энергии с ростом интенсивности теплоотдачи на внешнем контуре рассматриваемой системы.

Таблица 2.4.2 – Результаты численного моделирования

Грунт	α	Q_1 , Вт/м	Q_2 , Вт/м	Q_3 , Вт/м	$\delta_1 = \frac{Q_1 - Q_2}{Q_2} 100\%$	$\delta_2 = \frac{Q_3 - Q_1}{Q_1} 100\%$
Песчаный	5	143,44	137,40	175,32	4,4	22,2
	10	144,75	140,48		3,0	21,1
	20	145,17	142,10		2,2	20,7
	30	145,87	142,65		2,3	20,2
Глинистый	5	109,72	100,48	129,73	9,2	18,2
	10	110,38	102,15		8,0	17,5
	20	110,53	103,01		7,3	17,4
	30	110,84	103,30		7,3	17,0

Анализ изменения величин тепловых потерь в зависимости от значений коэффициентов теплоотдачи на границе раздела «грунт – окружающая среда» (таблица 2.4.2) позволил сделать вывод о том, что увеличение теплоотдачи в 6 раз приводит к росту тепловых потерь не более 2 %.

Сопоставление значений тепловых потерь подземных трубопроводов Q_1 и Q_2 позволило сделать вывод о том, что при прокладке трубопроводов в песчаных грунтах потери тепла возрастают на $\delta_1=2,3-4,4$ %, а в глинистых на $\delta_1=7,3-9,2$ % в зависимости от значений коэффициентов теплоотдачи на внешнем контуре взаимодействия (таблица 2.4.2).

В нормативной методике расчета тепловых потерь подземных трубопроводов [44] отсутствует возможность учета многих факторов, влияющих на интенсификацию процессов теплопереноса, например, изменение характеристик грунта и условий теплообмена на границе «грунт – окружающая среда», перепадов температур в грунте по глубине и другие.

Сопоставление результатов (таблица 2.4.2) численного моделирования Q_1 с величиной тепловых потерь Q_3 позволяет говорить о том, что отклонение между ними δ_2 составляет около 20 %. Это обстоятельство свидетельствует о том, что методика [44] дает существенно завышенные значения тепловых потерь для подземных трубопроводов.

На рисунках 2.4.2 и 2.4.3, в качестве примеров, приведены типичные температурные поля в зоне размещения подземных бесканальных трубопроводов с учетом (рисунок 2.4.2) и без учета (рисунок 2.4.3) изменения температуры глинистого грунта по глубине при $\alpha=30 \text{ Вт}/(\text{м}^2\cdot\text{К})$.

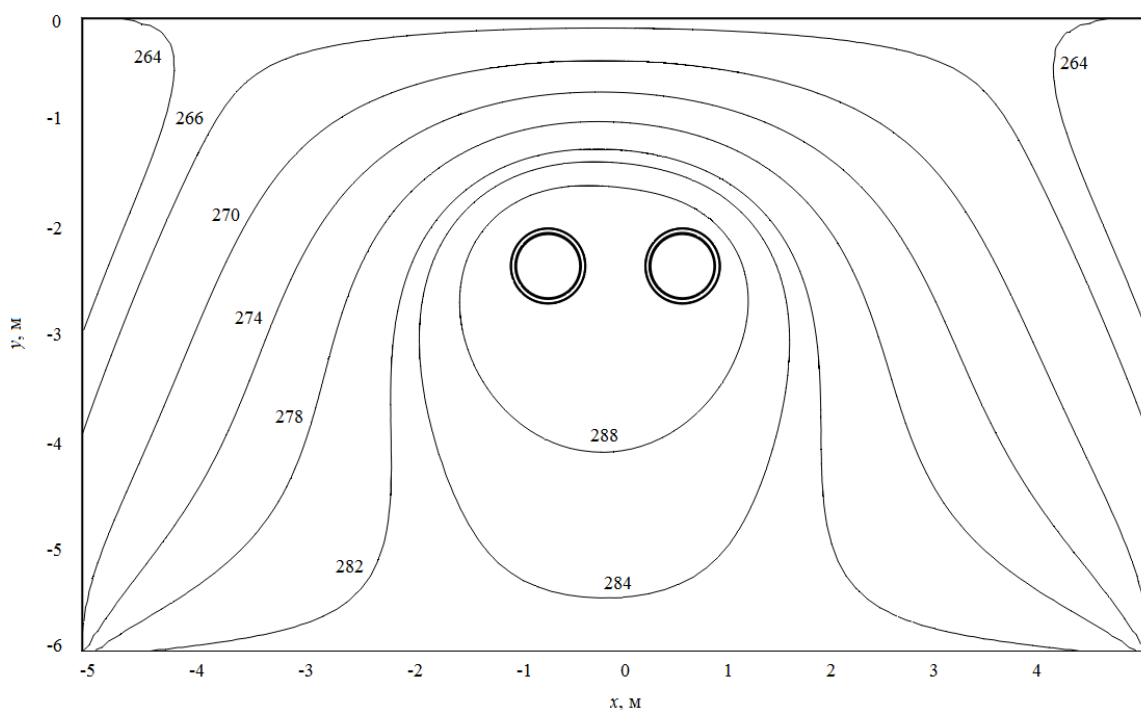


Рисунок 2.4.2 – Типичное температурное поле в зоне прокладки подземных трубопроводов с учетом изменения температуры грунта по глубине

Распределения температур в рассматриваемой области решения свидетельствуют о том, что изотермические линии (рисунки 2.4.2, 2.4.3) сгущаются непосредственно над трубопроводами и более разрежены при удалении от них, что соответствует представлениям о процессах теплопроводности и качественно согласуется с результатами исследований [445]. Рисунок 2.4.2 наглядно демонстрирует существенную деформацию

температурного поля в зоне прокладки подземных бесканальных трубопроводов с учетом изменения температуры грунта по глубине по сравнению с рисунком 2.4.3, где этот фактор не учитывается. На рисунке 2.4.3 изотермические линии смещены в сторону подающего трубопровода с более высокой температурой теплоносителя, а на рисунке 2.4.2, для случая, когда учитывается изменение температуры грунта по глубине, температурное поле является практически симметричным относительно вертикальной оси рассматриваемой области решения.

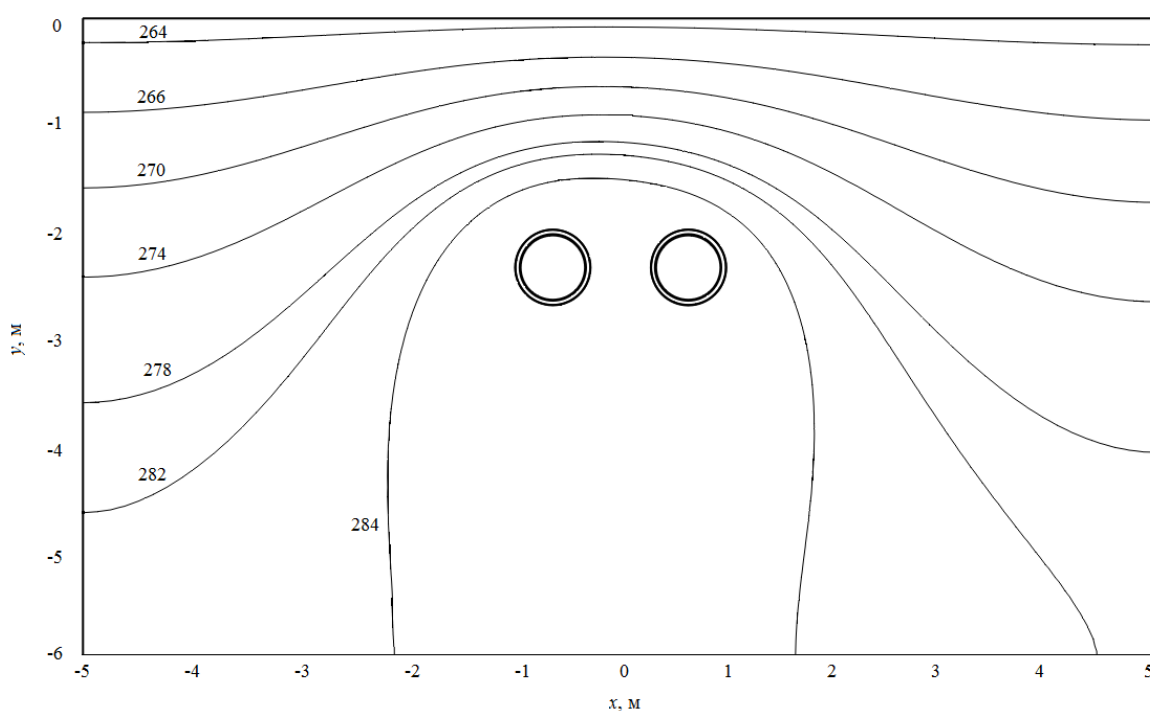


Рисунок 2.4.3 – Типичное температурное поле в зоне прокладки подземных трубопроводов без учета изменения температуры грунта по глубине

Таким образом, тепловые режимы подземных бесканальных трубопроводов с учетом и без учета изменения температуры грунта по глубине существенно отличаются друг от друга. Это обстоятельство может оказать заметное влияние в тех случаях, когда в зоне теплового влияния подземных трубопроводов расположены, например, смежные коммуникации или инженерные сооружения. Однако при оценке тепловых потерь

подземными трубопроводами, учитывая незначительное расхождение в расчетных значениях теплотерь Q_1 и Q_2 (таблица 2.4.2), можно обоснованно использовать более простую модель [172].

2.5 Нестационарный теплоперенос в зонах размещения бесканальных теплопроводов тепловых сетей

Решение нестационарных задач теплопереноса для подземных тепловых сетей является во многих случаях нецелесообразным [168, 169, 172–175], поскольку нестационарные режимы работы теплопроводов реализуются только при вводе тепловых сетей в эксплуатацию после плановых или внеплановых остановок. Однако известно большое число исследований [77, 147, 148, 154, 161–165, 186–190], которые посвящены явлениям нестационарного теплообмена между подземными трубопроводами и грунтом. В этих публикациях рассмотрены как практические приложения, например, оценка скорости замерзания воды в подземном трубопроводе [188, 189] или определение значения коэффициента теплопроводности грунта при расчетах магистральных газопроводов с учетом снижения теплопроводности грунта в зоне его активного влияния [190], так и обобщающие исследования по решению задачи Стефана [154, 189] применительно к подземным тепловым сетям или задачи по определению зон промерзания-оттаивания в местах прокладки подземных трубопроводов [161–165, 186].

Стационарные модели теплового состояния тепловой сети широко используются при прогностическом моделировании [191–193] и оптимизации работы сетей теплоснабжения [194, 195]. Однако такие модели [191–195] не описывают переходные процессы, которые при определенных условиях [196, 197] могут оказывать существенное влияние на интенсификацию тепловых потерь рассматриваемых объектов.

При исследовании нестационарности [198] рассматривается типичная бесканальная прокладка тепловой сети – трубопроводы, изолированные

пенополиуретаном и защитным покровным гидроизоляционным слоем из полиэтилена.

Схематическое изображение области решения приведено на рисунке 2.5.1 и соответствует области решения для задачи, описанной в [184]. Для рассматриваемой области решается двумерная нестационарная задача теплопереноса в системе «подземный бесканальный теплопровод – окружающая среда».

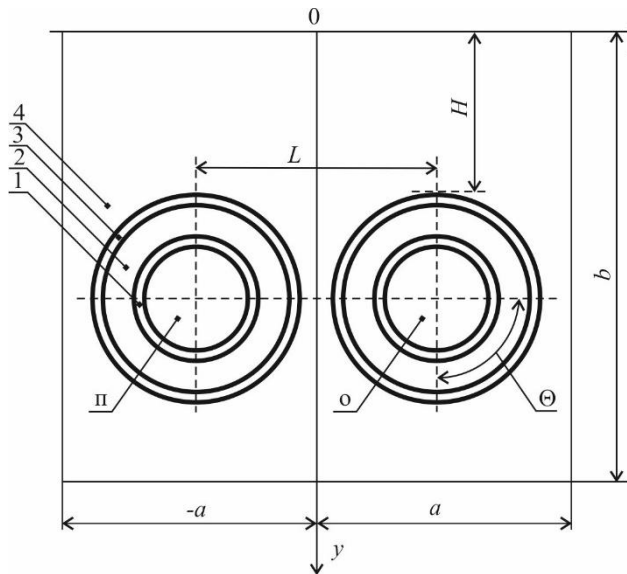


Рисунок 2.5.1 – Схема области решения: 1 – труба; 2 – изоляция; 3 – гидроизоляция; 4 – грунт; п, о – подающий и обратный теплопроводы; H – расстояние от поверхности грунта до гидроизоляции; L – расстояние между осями трубопроводов; a, b – размеры области решения

Математическая постановка задачи для рассматриваемой области решения (рисунок 2.5.1) будет описываться нестационарными уравнениями теплопроводности в цилиндрической системе координат для стенок труб, теплоизоляционных и гидроизоляционных слоев подающего и обратного трубопроводов:

$$C_i \rho_i \frac{\partial T_{i,p}}{\partial \tau} = \lambda_i \left(\frac{\partial^2 T_{i,p}}{\partial x^2} + \frac{1}{x} \frac{\partial T_{i,p}}{\partial x} + \frac{1}{x^2} \frac{\partial^2 T_{i,p}}{\partial \Theta^2} \right), \quad i=1-3, \quad (2.5.1)$$

$$C_i \rho_i \frac{\partial T_{i,o}}{\partial \tau} = \lambda_i \left(\frac{\partial^2 T_{i,o}}{\partial x^2} + \frac{1}{x} \frac{\partial T_{i,o}}{\partial x} + \frac{1}{x^2} \frac{\partial^2 T_{i,o}}{\partial \Theta^2} \right), \quad i=1-3; \quad (2.5.2)$$

в грунте нестационарным уравнением теплопроводности в декартовой системе координат:

$$C_4 \rho_4 \frac{\partial T_4}{\partial \tau} = \lambda_4 \left(\frac{\partial^2 T_4}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T_4}{\partial y^2} \right). \quad (2.5.3)$$

В начальный момент времени температура в рассматриваемой области решения являлась постоянной и известной величиной:

$$T_i = T_{ii} = \text{const}, \quad i=1-4, \quad \tau=0. \quad (2.5.4)$$

При постановке задачи принималось, что во время отопительного периода на внутренних поверхностях труб подающего и обратного трубопроводов поддерживается постоянная температура, равная температуре теплоносителя в трубе:

$$T_{1,n} = T_{ii} = \text{const}, \quad 0 < \tau \leq \tau_{oc}; \quad (2.5.5)$$

$$T_{1,o} = T_o = \text{const}, \quad 0 < \tau \leq \tau_{oc}, \quad (2.5.6)$$

а в межотопительный период на внутренней поверхности труб тепловой поток был равен нулю:

$$\frac{\partial T_{1,n}}{\partial x} = 0, \quad \tau_{oc} < \tau \leq \tau_0, \quad (2.5.7)$$

$$\frac{\partial T_{1,o}}{\partial x} = 0, \quad \tau_{oc} < \tau \leq \tau_0. \quad (2.5.8)$$

На границах слоев реализуются условия идеального теплового контакта:

$$\lambda_i \frac{\partial T_{i,n}}{\partial x} = \lambda_j \frac{\partial T_{j,n}}{\partial x}, \quad T_{i,n} = T_{j,n}, \quad i,j=1-4; \quad i \neq j; \quad \tau > 0; \quad (2.5.9)$$

$$\lambda_i \frac{\partial T_{i,n}}{\partial y} = \lambda_j \frac{\partial T_{j,n}}{\partial y}, \quad T_{i,n} = T_{j,n}, \quad i,j=1-4; \quad i \neq j; \quad \tau > 0; \quad (2.5.10)$$

$$\lambda_i \frac{\partial T_{i,o}}{\partial x} = \lambda_j \frac{\partial T_{j,o}}{\partial x}, \quad T_{i,o} = T_{j,o}, \quad i,j=1-4; \quad i \neq j; \quad \tau > 0; \quad (2.5.11)$$

$$\lambda_i \frac{\partial T_{i,o}}{\partial y} = \lambda_j \frac{\partial T_{j,o}}{\partial y}, \quad T_{i,o} = T_{j,o}, \quad i,j=1-4; \quad i \neq j; \quad \tau > 0; \quad (2.5.12)$$

Для цилиндрических слоев выполняются условия симметрии:

$$\frac{\partial T_{i,n}}{\partial \Theta} = 0, \quad i=1-3; \quad \tau > 0; \quad (2.5.13)$$

$$\frac{\partial T_{i,o}}{\partial \Theta} = 0, i=1-3; \tau > 0; \quad (2.5.14)$$

На левой и правой границах рассматриваемой системы (рисунок 2.5.1) градиенты температур в грунте равны нулю:

$$\frac{\partial T_4}{\partial x} = 0, \text{ при } x = \pm a, \tau > 0. \quad (2.5.15)$$

На поверхности раздела «грунт – окружающая среда» реализуются условия конвективного теплообмена:

$$-\lambda_4 \frac{\partial T_4}{\partial y} = \alpha (T_{4,b} - T_5(\tau)), \text{ при } y=0, \tau > 0. \quad (2.5.16)$$

На нижней поверхности градиент температуры равен нулю:

$$\frac{\partial T_4}{\partial y} = 0, \text{ при } y=b, \tau > 0. \quad (2.5.17)$$

Обозначения: T – температура, К; x, y, Θ – координаты; τ – время, с; τ_{oc} – длительность отопительного периода, с; τ_0 – время расчета, с; λ – коэффициент теплопроводности, Вт/(м·К); C – теплоемкость, Дж/(кг·К); ρ , – плотность кг/м³; α – коэффициент теплоотдачи, Вт/(м²·К); 1–4 – номера областей расчета (рисунок 2.5.1); 5 – окружающая среда; п, о – подающий и обратный трубопроводы; н – начальный момент времени; в – верхняя граница.

Задача (2.5.1)–(2.5.17) по аналогии с [184] решена методом конечных элементов. Основное отличие задачи (2.5.1)–(2.5.17) от задачи, описанной в [184], заключается в учете начального распределения температур (выражение (2.5.4)), периодической работы теплопроводов (выражения (2.5.5)–(2.5.8)) и зависимости температуры окружающей среды T_5 от времени (выражение (2.5.16)). Сезонное изменение температуры окружающей среды вычислялось по закону простого гармонического колебания [187]:

$$T_5(\tau) = A \sin\left(\frac{\pi\tau}{\tau_0}\right),$$

где: A – амплитуда колебания температуры наружного воздуха, К [46, 171].

Предполагалось, что регулирование тепловой нагрузки в сети осуществляется количественным способом, а температуры внутренних поверхностей трубопроводов в отопительном периоде равны $T_n=338$ К и $T_0=323$ К (температурный график 95/70 °С [46]). Амплитуда колебания температуры наружного воздуха при исследовании нестационарных тепловых режимов подземных теплопроводов принималась как разница между наивысшей и самой низкой температурами за год [171], а при решении стационарной задачи температура окружающей среды принималась равной средней температуре воздуха за отопительный период – 264,2 К [46]. Исследования проводились для климатических условий г. Томск (таблица 2.5.1). Условно предполагалось, что отопительный период начинается в сентябре и заканчивается в апреле (таблица 2.5.1). Начальное распределение температур в рассматриваемой области решения (рисунок 2.5.1) принималось равным $T_n=282,2$ К и соответствовало значению температуры окружающей среды в начале отопительного периода. Средний коэффициент теплоотдачи на поверхности раздела «грунт – окружающая среда» составлял 5 Вт/(м²·К).

Таблица 2.5.1 – Среднемесячная температура воздуха для г. Томск

Месяц	Сентябрь	Октябрь	Ноябрь	Декабрь	Январь	Февраль	Март	Апрель	Май	Июнь	Июль	Август
Температура воздуха, К	282,2	274,0	262,6	255,5	253,8	256,3	262,9	272,9	281,6	288,3	291,3	288,1

При проведении численного моделирования в соответствии с [184] использовалась расчетная область размерами $b = -6$ м в глубину и $a = \pm 5$ м в стороны от оси симметрии (рисунок 2.5.1). Исследования проводились для

трубопроводов, конфигурация которых полностью соответствует описанной в [184]: диаметр условного прохода трубопроводов 600 мм, изготовлены из стали 10 (толщина стенки 8 мм), тепловая изоляция – пенополиуретан (толщина 40 мм), покровный слой – полиэтилен (2 мм). Расстояние от поверхности грунта до верхних точек слоев гидроизоляции принималось равным $H=2$ м, а между осями трубопроводов составляло $L=1,3$ м (рисунок 2.5.1).

В таблице 2.5.2 приведены значения [86] теплопроводности (λ), теплоемкости (C) и плотности (ρ) грунта, стенки трубы, тепловой и гидроизоляции, использовавшиеся при проведении численных исследований.

Таблица 2.5.2 – Теплофизические характеристики

Материал	Покровный слой	Тепловая изоляция	Стенка трубы	Грунт
λ , Вт/(м·К)	0,33	0,033	50,2	1,3
C , Дж/(кг·К)	2200	1470	462	959
ρ , кг/м ³	920	50	7700	1700

Основные результаты численного анализа нестационарных тепловых режимов и тепловых потерь бесканальных трубопроводов полученные с использованием [199] приведены на рисунках 2.5.2–2.5.4.

Обоснованность и достоверность результатов исследований следует из проведенных проверок используемых методов на сходимость и устойчивость решений на множестве сеток, выполнения условий баланса энергии на границах области расчета, а также подтверждается хорошим качественным согласованием полученных результатов с известными данными других авторов, например [176, 178, 200, 201]. Относительная погрешность расчетов во всех вариантах численного анализа не превышала 0,2 %, что является приемлемым при анализе тепловых режимов и тепловых потерь подземных трубопроводов.

На рисунке 2.5.2 приведена характерная зависимость тепловых потерь от времени для подземного теплопровода рассматриваемой конфигурации (рисунок 2.5.1). Исследования проводились для промежутка времени равного пяти годам эксплуатации тепловой сети. Первое распределение температур в рассматриваемой области решения соответствовало условию (2.5.4), а в начале каждого последующего отопительного периода за начальное распределение температур принималось температурное поле в грунте и изоляционных конструкциях теплопроводов в конце предшествующего межотопительного сезона.

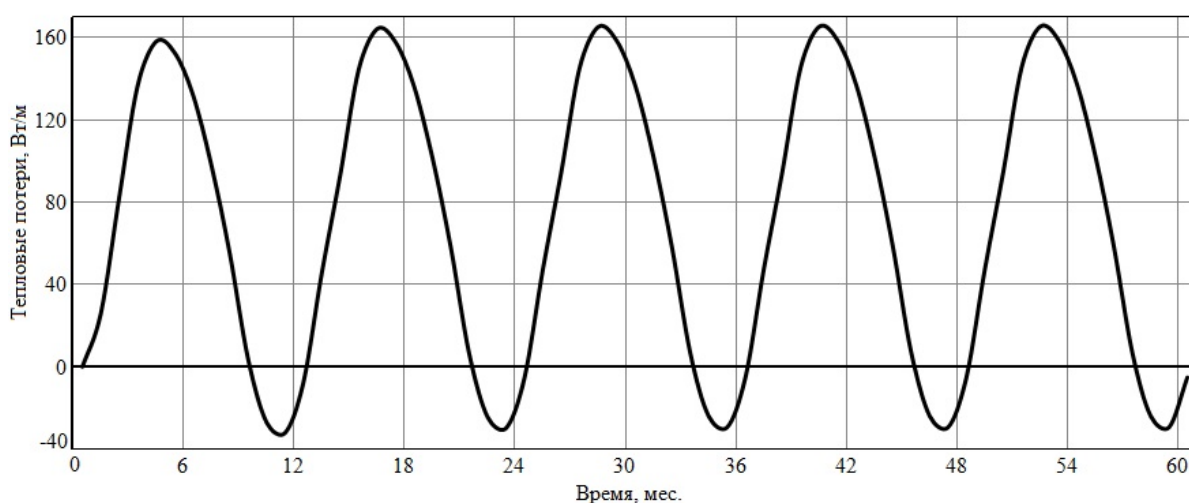


Рисунок 2.5.2 – Изменение тепловых потерь подземного бесканального теплопровода во времени

Результаты численного моделирования потерь тепловой энергии подземных бесканальных трубопроводов с учетом изменения температуры окружающей среды во времени, приведенные на рисунке 2.5.2, свидетельствуют об ожидаемом циклическом изменении тепловых потерь в зависимости от значений температур наружного воздуха (таблица 2.5.1) при фиксированных температурах теплоносителей в трубах (количественное регулирование тепловой нагрузки).

Максимальный диапазон изменения тепловых потерь рассматриваемой системы составляет 197,71 Вт/м от 165,54 Вт/м в декабре и до минус

32,17 Вт/м в июле. При решении стационарной задачи теплопереноса для теплопровода с аналогичной конфигурацией и условиями эксплуатации тепловые потери составили 105,4 Вт/м, что хорошо согласуется с [184].

«Отрицательные» тепловые потери (теплоприток) наблюдаются в летний период и объясняются отсутствием теплового потока от трубопроводов в межотопительный период и нагревом грунта от внешней среды. По результатам численного моделирования было установлено, что средняя температура грунта в рассматриваемой области решения в конце межотопительного периода пятого года эксплуатации составляет: на поверхности 288 К, на глубине 1 м – 287,5 К, а на глубине 6 м – 285,5 К. Такое распределение температур объясняется не только наличием теплового потока от внешней среды, но и в большей степени влиянием тепловой инерции грунта в котором в отопительный период находились «разогретые» трубопроводы системы теплоснабжения.

Анализ результатов численного моделирования позволяет сделать вывод о том, что начальные условия эксплуатации подземных бесканальных трубопроводов оказывают влияние на тепловые потери только в первый год работы тепловой сети и могут быть исключены из рассмотрения при прогностическом моделировании длительных периодов эксплуатации подземных трубопроводов.

На рисунках 2.5.3–2.5.5, в качестве примеров, приведены типичные температурные поля в зоне прокладки бесканальных теплопроводов в первый, второй и третий годы эксплуатации для последнего дня работы в январе месяце.

Распределения температур в рассматриваемой области решения свидетельствуют о том, что изотермические линии (рисунки 2.5.3–2.5.5) сгущаются непосредственно над подземными трубопроводами и более разрежены при удалении от них, что соответствует представлениям о процессах теплопроводности и качественно согласуется с результатами исследований [184].

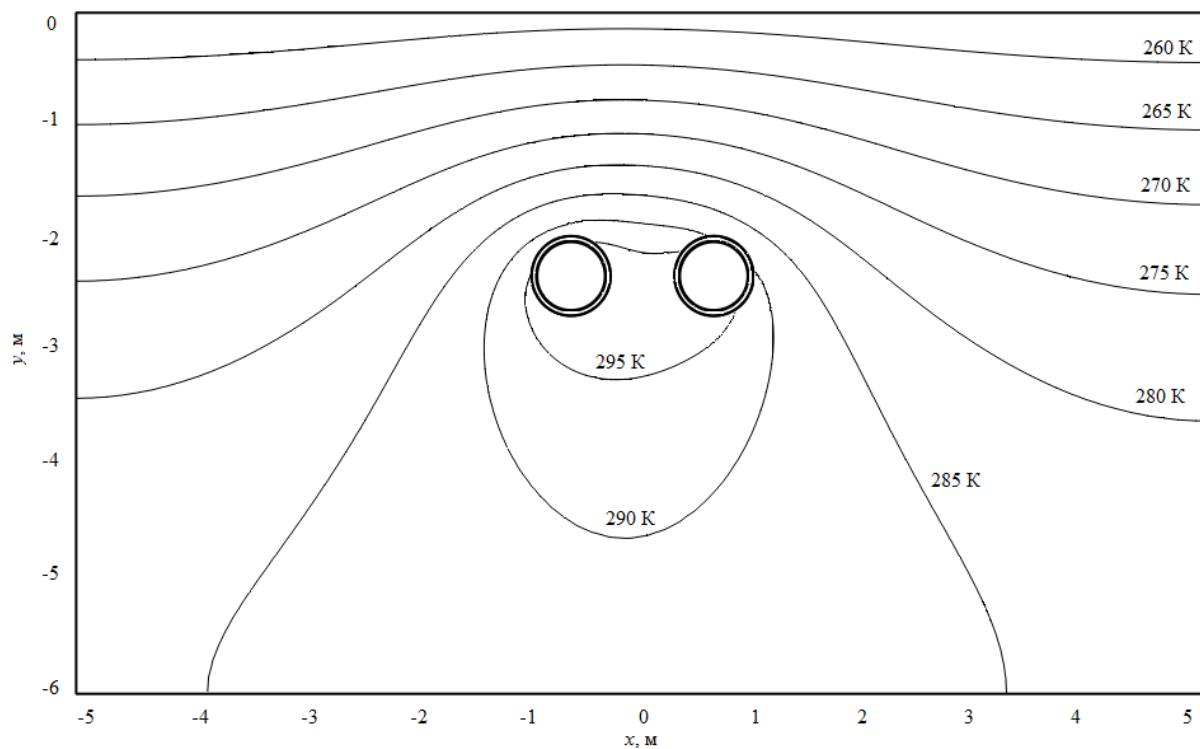


Рисунок 2.5.3 – Типичное температурное поле в зоне прокладки подземных трубопроводов (первый год эксплуатации)

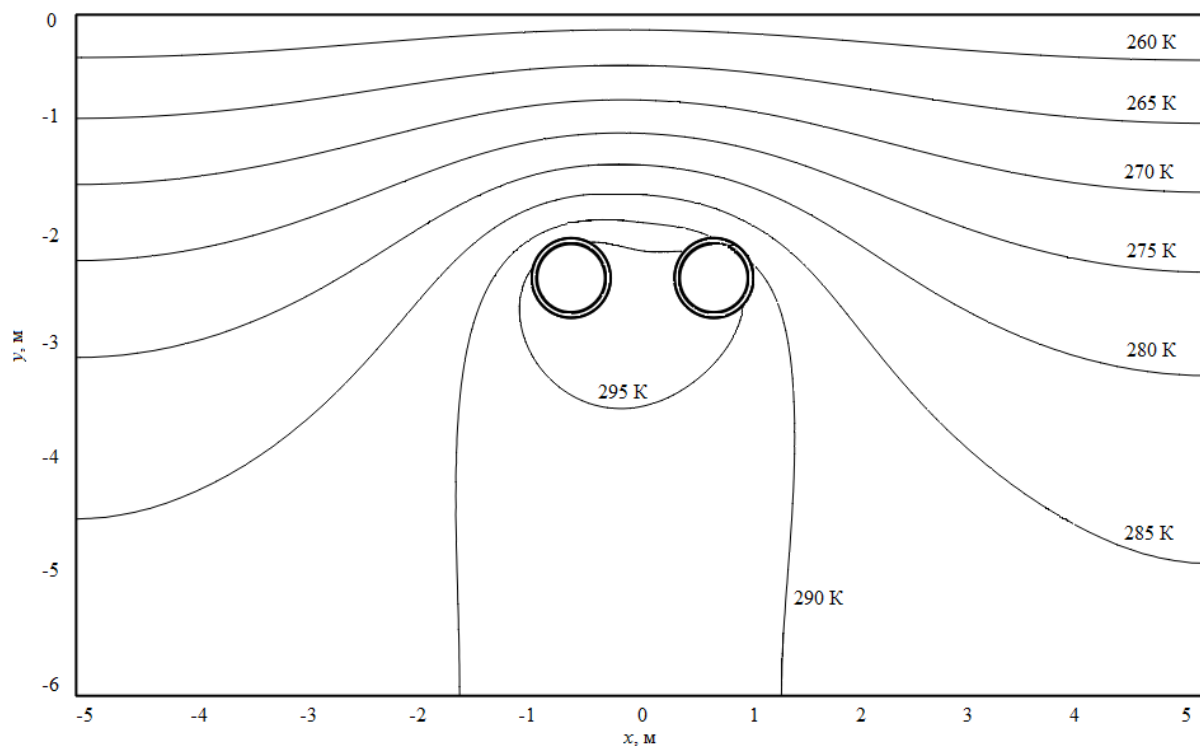


Рисунок 2.5.4 – Типичное температурное поле в зоне прокладки подземных трубопроводов (второй год эксплуатации)

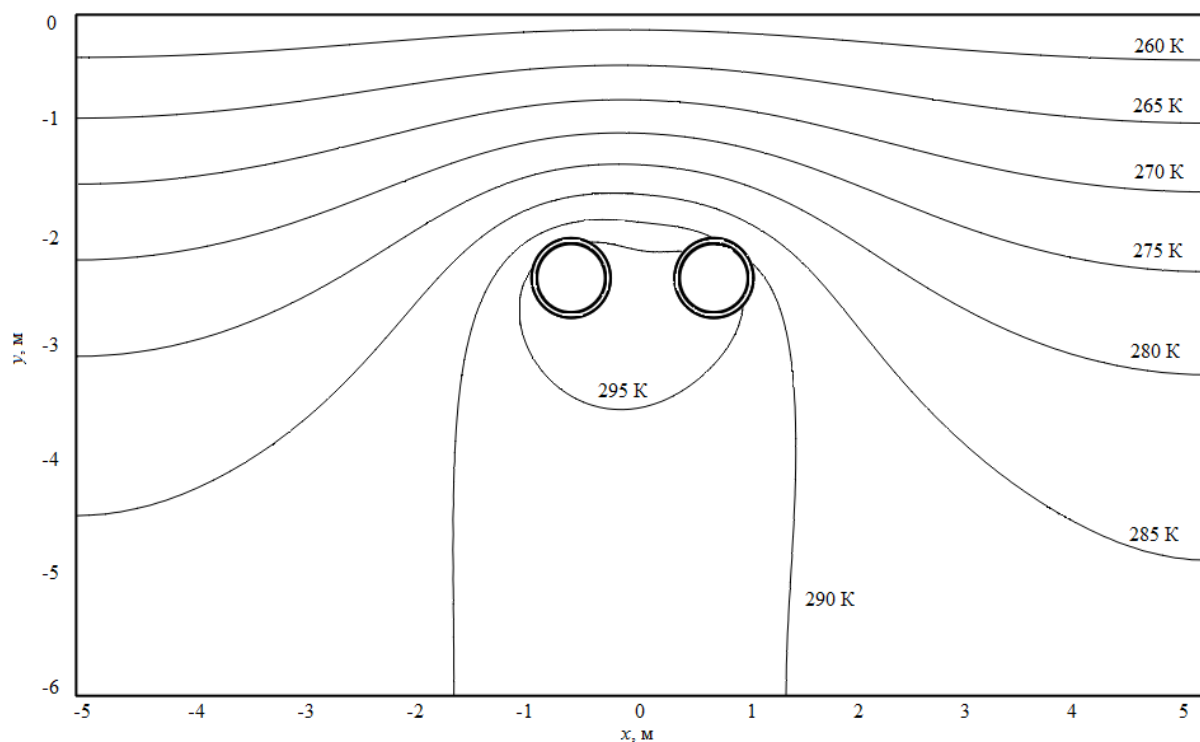


Рисунок 2.5.5 – Типичное температурное поле в зоне прокладки подземных трубопроводов (третий год эксплуатации)

Рисунки 2.5.3–2.5.5 наглядно демонстрируют существенное изменение температурного поля во времени в первые два года эксплуатации тепловой сети (рисунки 2.5.3, 2.5.4). Начиная с третьего года работы подземных теплопроводов (рисунок 2.5.5) изменение поля температур в рассматриваемой области решения в фиксированные моменты времени является не значительным.

Таким образом, тепловые режимы подземных трубопроводов являются существенно нестационарными и должны учитываться при прогностическом моделировании работы теплопроводов. Нестационарность теплопереноса в зоне размещения подземных тепловых сетей может оказать заметное влияние, например в тех случаях, когда в зоне теплового влияния подземных трубопроводов расположены смежные коммуникации или инженерные сооружения.

2.6 Анализ достоверности результатов численного моделирования теплопереноса в конструкциях и зонах размещения бесканальных теплопроводов тепловых сетей.

Вопрос об оценке достоверности полученных результатов требует дополнительного рассмотрения, так как в последнее время отмечаются многочисленные некачественные, существенно завышенные оценки масштабов тепловых потерь теплопроводов тепловых сетей.

В [196] приведены результаты экспериментального определения тепловых потерь подземных теплопроводов, эксплуатируемых в штатных условиях. В экспериментах [196] измерялась температура поверхности грунта в зоне размещения подземного теплопровода. Результаты этих экспериментов приведены на рисунке 2.6.1. Доверительный интервал в исследованиях [196] составлял $\pm 20\%$.

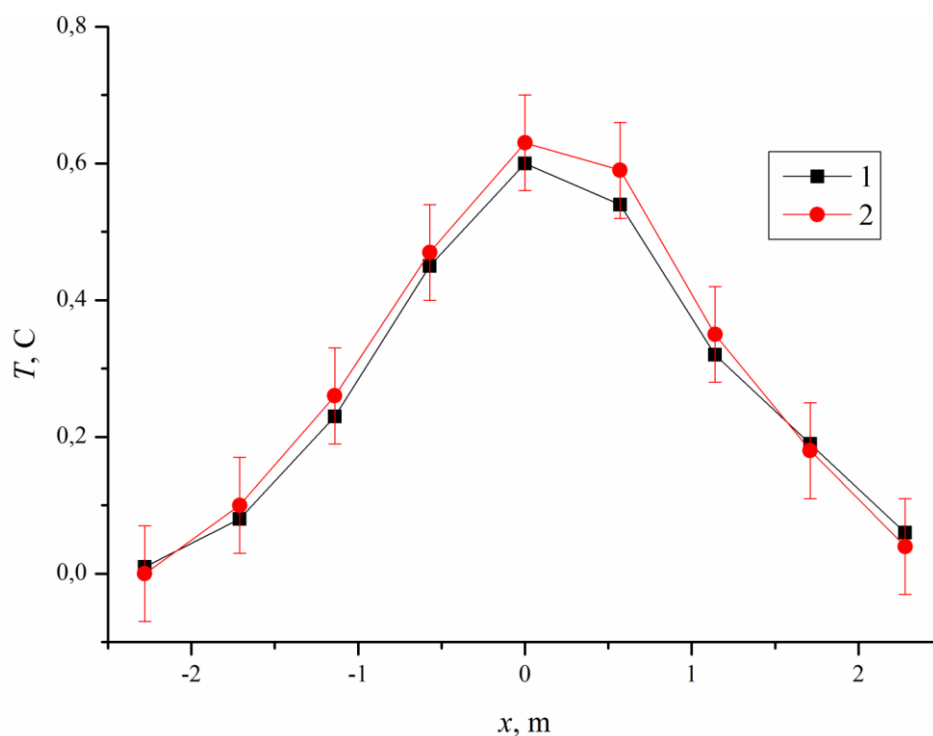


Рисунок 2.6.1 – Сопоставление результатов численного моделирования и экспериментального определения температур поверхности грунта в зоне размещения подземного теплопровода: 1 – расчеты с использованием программного комплекса [199]; 2 – результаты экспериментов [196]

Для исходных данных и конфигурации теплопровода, описанных в [196], с использованием программного комплекса [199] произведен расчет температурного поля на поверхности грунта в зоне размещения подземного теплопровода. Результаты этого расчета также представлены на рисунке 2.6.1. Сопоставление результатов моделирования и экспериментального определения температур поверхности грунта в зоне размещения подземного теплопровода в фиксированных точках позволяет сделать вывод о хорошем качественном и количественном согласовании результатов.

В [178] приведены результаты численного моделирования температурных полей в зоне размещения подземных теплопроводов. В [178] содержатся исчерпывающие сведения, позволяющие повторить моделирование тепловых режимов рассматриваемых объектов. На рисунках 2.6.2 и 2.6.3 приведены профили температур на расстоянии 710 мм и 210 мм от оси трубопровода [178]. Также на рисунках 2.6.2 и 2.6.3 представлены результаты расчета профилей температур для рассматриваемой в [178] конфигурации теплопровода, выполненного с использованием [199].

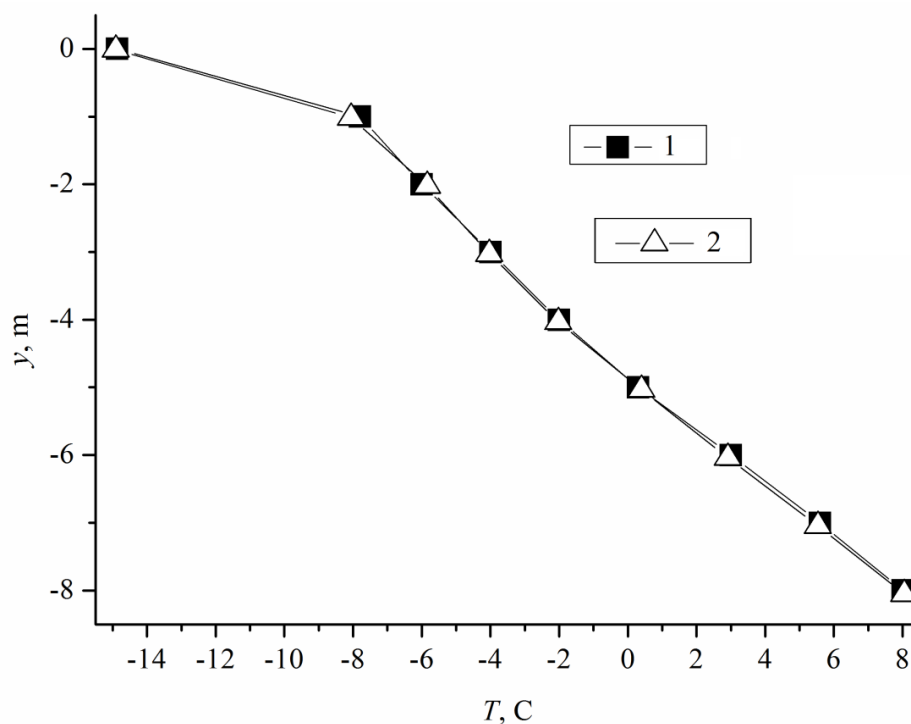


Рисунок 2.6.2 – Профили температур в грунте на расстоянии 710 мм от оси трубопровода: 1 – расчет с использованием [199]; 2 – [178]

Сопоставление результатов моделирования [178] и результатов полученных с использованием [199] (рисунки 2.6.2 и 2.6.3) позволяет говорить о том, что расхождение между ними не превышает 1 % и может быть объяснено погрешностями численных расчетов.

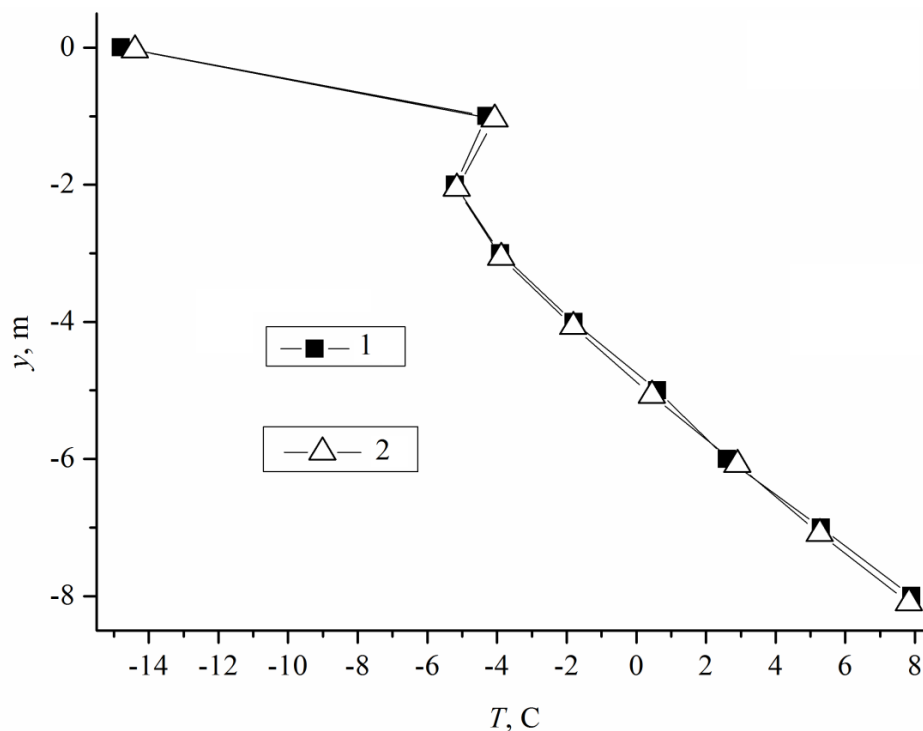


Рисунок 2.6.3 – Профили температур в грунте на расстоянии 210 мм от оси трубопровода: 1 – расчет с использованием [199]; 2 – [178]

Анализ достоверности результатов численного моделирования теплопереноса в конструкциях и зонах размещения бесканальных теплопроводов тепловых сетей позволяет обоснованно утверждать об адекватности и достоверности результатов численного моделирования тепловых режимов бесканальных теплопроводов представленных в диссертационном исследовании.

ГЛАВА 3 СОПРЯЖЕННЫЙ ТЕПЛОПЕРЕНОС В КОНСТРУКЦИЯХ И ЗОНАХ РАЗМЕЩЕНИЯ КАНАЛЬНЫХ ТЕПЛОПРОВОДОВ ТЕПЛОВЫХ СЕТЕЙ

3.1. Современное состояние проблемы сопряженного теплопереноса в конструкциях и зонах размещения канальных теплопроводов тепловых сетей

3.1.1. Характеристики и нормативный тепловой расчет подземных канальных теплопроводов

Наиболее распространенными конструкциями теплопроводов в РФ являются подземные канальные теплопроводы [3, 5, 46]. В канальных теплопроводах изоляционная конструкция разгружена от внешних нагрузок грунта стенками канала, а сами каналы сооружаются проходными или непроходными [46]. Большинство каналов для теплопроводов сооружается из сборных железобетонных элементов, заранее изготовленных на заводах или специальных полигонах [47].

В каналах с воздушным зазором изоляционный слой может выполняться в виде подвесной или монолитной конструкции. На рисунке 3.1.1.1 показан пример выполнения подвесной изоляционной конструкции. Она состоит из трех основных элементов [47]:

1. Анतिकоррозионного защитного слоя 2 в виде наложенных в заводских условиях на стальной трубопровод 1 нескольких слоев эмали или изола, имеющих достаточную механическую прочность и обладающих высоким электросопротивлением и необходимой температуростойкостью;

2. Теплоизоляционного слоя 3, выполненного из материала с низким коэффициентом теплопроводности, например минеральной ваты или пеностекла, в виде мягких матов или твердых блоков, укладываемых поверх защитного антикоррозионного слоя;

3. Защитного механического покрытия 4 в виде металлической сетки, выполняющей роль несущей конструкции для теплоизоляционного слоя.

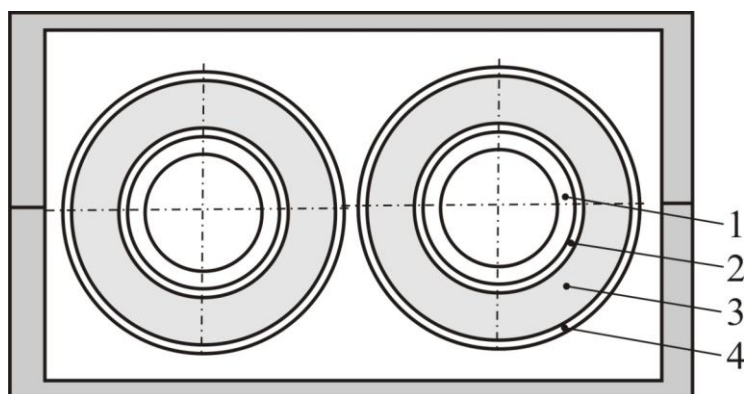


Рисунок 3.1.1.1 – Теплопровод в непроходном канале с воздушным зазором:
1 – трубопровод; 2 – антикоррозионное покрытие; 3 – теплоизоляционный слой; 4 – защитное механическое покрытие

Для увеличения долговечности теплопровода несущая конструкция подвесной изоляции (вязальная проволока или металлическая сетка) покрывается сверху оболочкой из некорродирующих материалов или асбоцементной штукатуркой [47].

Тепловые потери вычисляются по формуле:

$$q = \frac{\tau - t_0}{\sum R}, \quad (3.1.1.1)$$

где q – удельные тепловые потери теплопровода, Вт; τ – температура теплоносителя, °С; t_0 – температура окружающей среды, °С; $\sum R$ – суммарное термическое сопротивление, К/Вт.

В изолированном трубопроводе, окруженном наружным воздухом, теплоотвод происходит через внутреннюю поверхность трубы, стенку трубы, слой изоляции и наружную поверхность изоляции. Суммарное сопротивление равно сумме:

$$\sum R = R_{\text{в}} + R_{\text{тр}} + R_{\text{и}} + R_{\text{н}}, \quad (3.1.1.2)$$

где $R_{в}$, $R_{тр}$, $R_{и}$ и $R_{н}$ – термические сопротивления внутренней поверхности трубы, стенки трубы, слоя изоляции и наружной поверхности изоляции.

Основной вклад в суммарное термическое сопротивление изолированных теплопроводов вносит термическое сопротивление слоя тепловой изоляции. При этом при проведении теплового расчета теплопроводов встречаются два вида термических сопротивлений: сопротивление поверхности ($R_{в}$, $R_{н}$) и сопротивление слоя ($R_{тр}$, $R_{и}$).

Для определения термического сопротивления поверхности теплопровода необходимо знать две величины: диаметр теплопровода и коэффициент теплоотдачи поверхности. Диаметр теплопровода при тепловом расчете является заданным, а коэффициент теплоотдачи от наружной поверхности теплопровода к окружающему воздуху обычно представляет собой сумму двух слагаемых – коэффициента теплоотдачи излучением $\alpha_{л}$ и коэффициента теплоотдачи конвекцией $\alpha_{к}$:

$$\alpha = \alpha_{л} + \alpha_{к}, \quad (3.1.1.3)$$

Коэффициент теплоотдачи излучением $\alpha_{л}$ определяется по формуле:

$$\alpha_{л} = C\varepsilon \frac{(T)^4 - (T_0)^4}{T - T_0}, \quad (3.1.1.4)$$

где C – коэффициент излучения, Вт/(м² К⁴); T – температура излучающей поверхности, °К; T_0 – температура окружающей среды, °К; ε – приведенная степень черноты.

Коэффициент теплоотдачи от горизонтальной трубы к воздуху при естественной конвекции можно определить по формуле:

$$\alpha_{к} = 1,164 \sqrt{\frac{t - t_0}{d}}, \quad (3.1.1.5)$$

где d – наружный диаметр теплопровода, м.

При вынужденной конвекции воздуха или ветра коэффициент теплоотдачи равен:

$$\alpha_{к} = 4,65 \frac{w^{0,7}}{d^{0,3}}, \quad (3.1.1.6)$$

где w – скорость воздуха, м/с.

Формула (1.2.1.7) действительна при $w > 1$ м/с и $d > 0,3$ м.

Для вычисления коэффициента теплоотдачи по (3.1.1.5) и (3.1.1.6) необходимо знать температуру поверхности, которая обычно определяется методом последовательных приближений [46]. При определении тепловых потерь изолированных теплопроводов проверочного расчета можно не проводить, так как термическое сопротивление поверхности изоляции невелико по сравнению с термическим сопротивлением ее слоя.

Для предварительного определения коэффициента теплоотдачи на поверхности изолированного теплопровода, когда температура поверхности неизвестна, может быть рекомендована формула [44]:

$$\alpha = 11,6 + 7\sqrt{w}, \quad (3.1.1.7)$$

где w – скорость воздуха, м/с.

Коэффициенты теплоотдачи от теплоносителя к внутренней поверхности трубопровода имеют достаточно высокие значения, что определяет столь малые значения термического сопротивления внутренней поверхности трубопровода, которыми при практических расчетах можно пренебречь [46].

Для теплового расчета существенное значение имеют только слои с большим термическим сопротивлением [46]. Такими слоями являются тепловая изоляция, стенка канала и массив грунта. По этим соображениям при тепловом расчете изолированных теплопроводов обычно не учитывается термическое сопротивление металлической стенки трубы.

Для подземных теплопроводов необходимо учитывать термическое сопротивление грунта. При расчете тепловых потерь за температуру окружающей среды t_0 принимают, как правило, естественную температуру грунта на глубине заложения оси теплопровода [46]. Только при малых глубинах заложения оси теплопровода ($h/d < 2$) за температуру окружающей среды принимают естественную температуру поверхности грунта.

Термическое сопротивление грунта (рисунок 3.1.1.1) может быть определено по формуле Форхгеймера [202]:

$$R_{\text{гр}} = \frac{1}{2\pi\lambda_{\text{гр}}} \ln \left(\frac{2h}{d} + \sqrt{\frac{4h^2}{d^2} - 1} \right), \quad (3.1.1.8)$$

где $\lambda_{\text{гр}}$ – теплопроводность грунта, Вт/(м К); h – глубина заложения оси теплопровода, м; d – диаметр теплопровода, м.

Температура воздуха в канале однетрубного теплопровода определяется на основании уравнения [46]:

$$t_{\text{к}} = \frac{\frac{\tau}{R_{\text{и}} + R_{\text{н}}} + \frac{t_0}{R_{\text{пк}} + R_{\text{к}} + R_{\text{гр}}}}{\frac{1}{R_{\text{и}} + R_{\text{н}}} + \frac{1}{R_{\text{пк}} + R_{\text{к}} + R_{\text{гр}}}}, \quad (3.1.1.9)$$

где $t_{\text{к}}$ – температура воздуха в канале.

В процессе движения по теплопроводу энтальпия теплоносителя уменьшается. Вследствие этого происходит снижение температуры теплоносителя вдоль теплопровода, а при транспортировке насыщенного пара выпадает конденсат [203]. Падение температуры теплоносителя можно вычислить по формуле:

$$\tau_2 = \tau_1 - \frac{ql(1+\mu)}{Gc_p}. \quad (3.1.1.10)$$

где G – расход теплоносителя; c_p – теплоемкость; τ_1 , τ_2 – температура теплоносителя в начале и конце участка, °С; l – длина участка, м; q – удельные линейные тепловые потери; μ – коэффициент местных потерь теплоты.

3.1.2 Подходы к решению задач о теплообмене подземных канальных теплопроводов с окружающим их грунтом

В подавляющем большинстве работ по исследованию теплопереноса в конструкциях и зонах размещения подземных канальных тепловых сетей

[179–182, 204–215] температура воздуха в канале определяется по уравнению теплового баланса. При установившемся тепловом состоянии количество теплоты, подводимой от трубопроводов к воздушной прослойке канала, равно количеству теплоты, отводимой от воздушной прослойки через стенки канала и массив грунта в окружающую среду.

Типичные физическая модель и система координат для канальной прокладки представлены на рисунке 3.1.2.1.

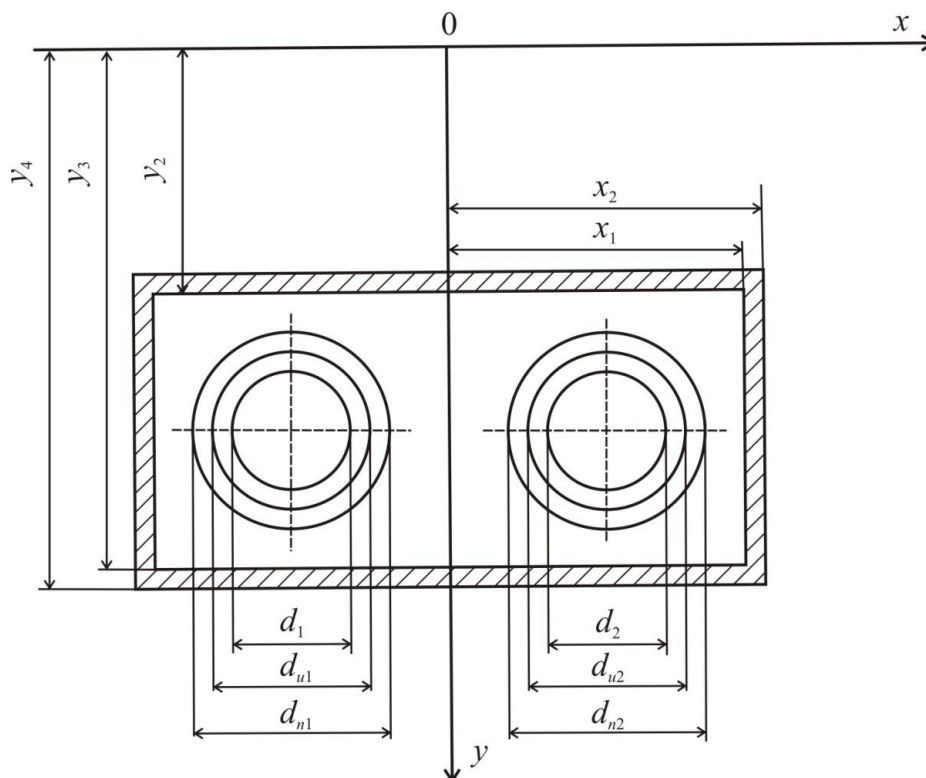


Рисунок 3.1.2.1 – Физическая модель и система координат трубопроводов канальной прокладки

В [206, 207, 213] одновременно используются две системы координат: прямоугольная и цилиндрическая, при условии, что температура воздуха на границах внутренних стенок канала и цилиндрических поверхностях теплопроводов является одинаковой.

При проведении численного анализа теплопереноса в зонах размещения подземных канальных тепловых сетей традиционно принимаются следующие допущения [179–182, 204–215]:

1. Термическое сопротивление стенки трубы из-за ее незначительной толщины и достаточно большого коэффициента теплопроводности материала пренебрежимо мало;

2. Течение жидкости – развитое турбулентное;

3. Вследствие большого коэффициента теплоотдачи от горячей воды к внутренней поверхности трубы температуры стенки и внутренней поверхности подающего и обратного трубопроводов принимаются равными температуре теплоносителя (граничные условия первого рода).

При этом в изоляционных и покровных слоях трубопроводов учитывалось только радиальное изменение температуры, а для стенок канала и грунта применялись двухмерные уравнения теплопереноса.

Постановка задачи теплообмена включает уравнения теплопроводности для грунта и стенок канала:

$$\frac{\partial}{\partial x} \left[\lambda_2(t_2) \frac{\partial t_2(x, y)}{\partial x} \right] + \frac{\partial}{\partial y} \left[\lambda_2(t_2) \frac{\partial t_2(x, y)}{\partial y} \right] = 0; \quad (3.1.2.1)$$

$$\frac{\partial}{\partial x} \left[\lambda_k(t_k) \frac{\partial t_k(x, y)}{\partial x} \right] + \frac{\partial}{\partial y} \left[\lambda_k(t_k) \frac{\partial t_k(x, y)}{\partial y} \right] = 0 \quad (3.1.2.2)$$

с граничными условиями:

$$\text{при } 0 \leq x \leq \infty, y = 0 \quad \lambda_2 \frac{\partial t_2}{\partial y} = \alpha_c (t_2 - t_c); \quad (3.1.2.3)$$

$$\text{при } x \rightarrow \infty \quad \frac{\partial t_2}{\partial x} = 0; \quad (3.1.2.4)$$

$$\text{при } y \rightarrow \infty \quad \frac{\partial t_2}{\partial y} = 0; \quad (3.1.2.5)$$

$$\text{при } x = x_2, y_1 \leq y \leq y_4, \quad t_2 = t_k, \quad \lambda_2 \frac{\partial t_2}{\partial x} = \lambda_k \frac{\partial t_k}{\partial x}; \quad (3.1.2.6)$$

$$\text{при } 0 \leq x \leq x_2, y = y_1, \quad t_2 = t_k, \quad \lambda_2 \frac{\partial t_2}{\partial y} = \lambda_k \frac{\partial t_k}{\partial y}; \quad (3.1.2.7)$$

$$\text{при } 0 \leq x \leq x_2, y = y_4, \quad t_2 = t_k, \quad \lambda_2 \frac{\partial t_2}{\partial y} = \lambda_k \frac{\partial t_k}{\partial y}; \quad (3.1.2.8)$$

$$\text{при } x = 0, 0 \leq y \leq y_1, y_4 \leq y \leq \infty, \quad \frac{\partial t_2}{\partial x} = 0; \quad (3.1.2.9)$$

$$\text{при } x = x_1, y_2 \leq y \leq y_3, \quad -\lambda_\kappa \frac{\partial t_\kappa}{\partial x} = \alpha_\kappa (t_\varepsilon - t_\kappa); \quad (3.1.2.10)$$

$$\text{при } 0 \leq x \leq x_1, y = y_2, \quad -\lambda_\kappa \frac{\partial t_\kappa}{\partial y} = \alpha_\kappa (t_\varepsilon - t_\kappa); \quad (3.1.2.11)$$

$$\text{при } 0 \leq x \leq x_1, y = y_3, \quad -\lambda_\kappa \frac{\partial t_\kappa}{\partial y} = \alpha_\kappa (t_\varepsilon - t_\kappa); \quad (3.1.2.12)$$

$$\text{при } x = 0, y_1 \leq y \leq y_2, y_3 \leq y \leq y_4, \quad \frac{\partial t_\kappa}{\partial x} = 0. \quad (3.1.2.13)$$

Уравнения теплопроводности для изоляционных и покровных слоев с граничными условиями имеют вид:

$$\frac{d \left[r \lambda_u(t_u) \frac{\partial t_u}{\partial r} \right]}{dr} = 0; \quad (3.1.2.14)$$

$$\frac{d \left[r \lambda_n(t_n) \frac{\partial t_n}{\partial r} \right]}{dr} = 0 \quad (3.1.2.15)$$

$$\text{при } r = \frac{d_1}{2} \quad t_{u1} = \tau_1, t_{u2} = \tau_2; \quad (3.1.2.16)$$

$$\text{при } r = \frac{d_{u1}}{2}; \quad t_{u1} = t_{n1}, \lambda_{u1} \frac{dt_{u1}}{dr} = \lambda_{n1} \frac{dt_{n1}}{dr}; \quad (3.1.2.17)$$

$$\text{при } r = \frac{d_{u2}}{2}; \quad t_{u2} = t_{n2}, \lambda_{u2} \frac{dt_{u2}}{dr} = \lambda_{n2} \frac{dt_{n2}}{dr}; \quad (3.1.2.18)$$

$$\text{при } r = \frac{d_{n1}}{2}; \quad -\lambda_{n1} \frac{dt_{n1}}{dr} = \alpha_n (t_{n1} - t_\varepsilon); \quad (3.1.2.19)$$

$$\text{при } r = \frac{d_{n2}}{2}; \quad -\lambda_{n2} \frac{dt_{n2}}{dr} = \alpha_n (t_{n2} - t_\varepsilon). \quad (3.1.2.20)$$

Обозначения: d – диаметр, м; t – температура, °С; τ – температура теплоносителя, °С; λ – коэффициент теплопроводности, Вт/(м·К); α – коэффициент теплоотдачи, Вт/(м²·К); c – атмосфера; v – воздух в канале; z – грунт; u – изоляционный слой; κ – стенка канала; n – покровный слой; 1, 2 – соответственно подающий и обратный трубопроводы.

Численное решение задачи теплопереноса (3.1.2.1)–(3.1.2.20) проведено итерационным методом Зейделя [84]. В процессе расчета определялись линейные потери теплоты через внутреннюю поверхность канала, тепловые

потери с наружной поверхности грунта в атмосферу, температура воздуха в канале и распределение температур в грунте.

В таблице 3.1.2.1 [206, 207, 213] приведены величины тепловых потерь (ТП) некоторых участков подземных канальных теплотрасс, пересчитанные на среднегодовые условия работы сети (среднегодовые температуры воды в подающем и обратном трубопроводах составляли соответственно 74,23 °С и 51,67 °С). Результаты испытаний на тепловые потери – $Q_{\text{исп}}$, расчетные значения тепловых потерь на основе термографирования – $Q_{\text{рас}}$. Здесь же даны значения температур поверхностей грунта над теплотрассой $t_{\text{пов}}$.

Таблица 3.1.2.1 – Сопоставление измеренных и расчетных величин тепловых потерь участков канальных теплотрасс

Тип прокладки, изоляция	Наружный диаметр, м	Длина, м	Температура термографируемой поверхности $t_{\text{пов}}$ °С	ТП по данным испытаний $Q_{\text{исп}}$, кВт	ТП, рассчитанные на основе термографирования $Q_{\text{рас}}$, кВт	Расхождение, %
Канальная, минеральная вата	0,530	750				
	0,720	800				
Итого по участку		1550	6,3	343,015	397,42	15,8
Канальная, минеральная вата	0,530	450				
	0,720	1200				
	0,820	1886				
	0,820	218				
	0,820	539				
	1,020	145				
Итого		4438	7,1	1245,75	1413,95	13,5

Результаты, приведенные в таблице 3.1.2.1, показывают, что между величинами тепловых потерь, установленными на основе тепловизионной съемки и определенными в результате испытаний, существует удовлетворительное совпадение. Расхождения измеренных и расчетных значений тепловых потерь, лежат в пределах 13,5–15,8 %.

3.2 Тепловые режимы и тепловые потери одноканальных теплопроводов тепловых сетей

В описанных в п. 3.1.2 задачах из рассмотрения исключался теплоперенос в полости канала, а коэффициенты теплоотдачи к поверхностям в канальном пространстве определялись по рекомендациям [44] или с использованием многочисленных критериальных уравнений [74]. Такое приближение не всегда является адекватным, потому что каждому из возможных вариантов условий теплопереноса в полости канала теплопровода соответствует свое критериальное уравнение для определения коэффициента теплоотдачи.

По этим причинам целесообразным является переход при анализе тепловых режимов систем транспортировки тепла к сопряженным постановкам задач теплопереноса в зонах размещения канальных тепловых сетей [216–218]. Кроме того реальная практика эксплуатации теплопроводов показывает, что распределение температур в полости канала играет заметную роль в формировании теплового режима рассматриваемой системы. Соответственно для полного описания исследуемых процессов необходимо решать сопряженные задачи для многосвязной области.

Следует отметить, что, в соответствии с действующей методикой [44], термическое сопротивление грунта рассчитывается с использованием приближенного соотношения, представляющего собой зависимость между некоторыми константами, геометрическими характеристиками теплопровода и коэффициентом теплопроводности грунта. Подобный подход к оценке

термического сопротивления грунта хорошо зарекомендовал себя в практических расчетах, но, однако не вполне соответствует современному уровню знаний о процессах теплопереноса.

При анализе сопряженного теплопереноса в рассматривалась широко распространенная в РФ конфигурация теплотрубопровода подземной прокладки – железобетонный канал и трубопровод, изолированный минеральной ватой и защитным покровным слоем (рисунок 3.2.1).

Для рассматриваемой области (рисунок 3.2.1) решена двумерная сопряженная стационарная задача конвективно-кондуктивного теплопереноса в системе «слой тепловой изоляции – покровный слой – полость канала – стенка канала теплопровода – грунт – окружающая среда».

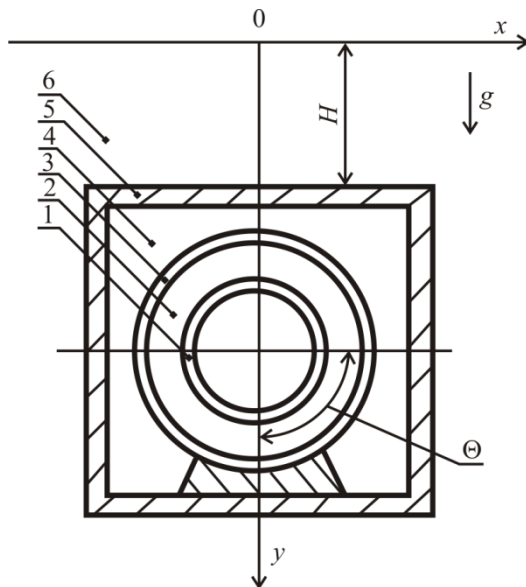


Рисунок 3.2.1 – Схема области решения: 1 - труба; 2 - тепловая изоляция; 3 - покровный слой; 4 - полость канала; 5 - стенка канала; 6 – грунт

При постановке задачи приняты следующие основные допущения:

1. Не рассматриваются процессы переноса тепла в теплоносителе и металлической стенке трубы;
2. Теплофизические характеристики материалов являются постоянными и известными величинами;
3. Влага, содержащаяся в воздухе канального пространства, не проникает в теплозащитную конструкцию теплопровода;

4. Не учитывается наличие фазовых переходов в рассматриваемой области решения;

5. Воздух, заполняющий полость канала (рисунок 3.2.1), считается несжимаемым и удовлетворяющим приближению Буссинеска [219].

В такой постановке процесс переноса тепла в рассматриваемой области решения (рисунок 3.2.1) описывается системой двумерных уравнений:

для воздуха в полости канала уравнениями энергии, движения и неразрывности:

$$c\rho\left(w_x\frac{\partial T_4}{\partial x}+w_y\frac{\partial T_4}{\partial y}\right)=\lambda\left(\frac{\partial^2 T_4}{\partial x^2}+\frac{\partial^2 T_4}{\partial y^2}\right), \quad (3.2.1)$$

$$w_x\frac{\partial w_x}{\partial x}+w_y\frac{\partial w_x}{\partial y}=-\frac{1}{\rho}\frac{\partial p}{\partial x}+\nu\left(\frac{\partial^2 w_x}{\partial x^2}+\frac{\partial^2 w_x}{\partial y^2}\right), \quad (3.2.2)$$

$$w_x\frac{\partial w_y}{\partial x}+w_y\frac{\partial w_y}{\partial y}=-\frac{1}{\rho}\frac{\partial p}{\partial y}+\nu\left(\frac{\partial^2 w_y}{\partial x^2}+\frac{\partial^2 w_y}{\partial y^2}\right)+g\beta(T_4-T_7), \quad (3.2.3)$$

$$\frac{\partial w_x}{\partial x}+\frac{\partial w_y}{\partial y}=0, \quad (3.2.4)$$

в тепловой изоляции и покровном слое уравнениями теплопроводности в цилиндрической системе координат:

$$\frac{\partial^2 T_i}{\partial x^2}+\frac{1}{x}\frac{\partial T_i}{\partial x}+\frac{1}{x^2}\frac{\partial^2 T_i}{\partial \Theta^2}=0, \quad i=2, 3, \quad (3.2.5)$$

в стенах канала и грунте уравнениями теплопроводности в декартовой системе координат:

$$\frac{\partial^2 T_i}{\partial x^2}+\frac{\partial^2 T_i}{\partial y^2}=0, \quad i=5, 6. \quad (3.2.6)$$

При постановке задачи принималось, что на внутренней поверхности слоя тепловой изоляции поддерживается постоянная температура, равная температуре теплоносителя в трубе:

$$T_2 = \text{const}. \quad (3.2.7)$$

На границе раздела «грунт – окружающая среда» осуществляются условия конвективного теплообмена:

$$-\lambda_6 \frac{\partial T_6}{\partial y} = \alpha (T_6 - T_7). \quad (3.2.8)$$

В местах соприкосновения слоев реализуются условия идеального теплового контакта:

$$\lambda_i \frac{\partial T_i}{\partial x} = \lambda_j \frac{\partial T_j}{\partial x}, \quad T_i = T_j, \quad i, j=2,3,\dots,6, i \neq j, \quad (3.2.9)$$

$$\lambda_i \frac{\partial T_i}{\partial y} = \lambda_j \frac{\partial T_j}{\partial y}, \quad T_i = T_j, \quad i, j=2,3,\dots,6, i \neq j. \quad (3.2.10)$$

Для тепловой изоляции и покровного слоя выполняются условия симметрии:

$$\frac{\partial T_i}{\partial \Theta} = 0, \quad i=2, 3. \quad (3.2.11)$$

На достаточно большом расстоянии от теплопровода (рисунок 3.2.1) градиенты температур в грунте равны нулю:

$$\frac{\partial T_6}{\partial x} = 0, \quad x \rightarrow \pm\infty, \quad \frac{\partial T_6}{\partial y} = 0, \quad y \rightarrow -\infty. \quad (3.2.12)$$

Скорость движения воздуха, находящегося в полости канала, (рисунок 3.2.1) на внешней поверхности покровного слоя и внутренней поверхности стенок канала равна нулю (условия прилипания):

$$w_x = w_y = 0. \quad (3.2.13)$$

Обозначения: T – температура, К; x, y, Θ – координаты; λ – коэффициент теплопроводности, Вт/(м·К); c – теплоемкость, Дж/(кг·К); ρ – плотность, кг/м³; p – давление, Па; w_x, w_y – составляющие скорости в проекции на оси координат, м/с; ν – кинематическая вязкость, м²/с; g – ускорение силы тяжести, м/с²; β – коэффициент температурного расширения, К⁻¹; α – коэффициент теплоотдачи, Вт/(м²·К); 1–6 – номера областей расчета (рисунок 3.2.1); 7 – окружающая среда.

Задача (3.2.1)–(3.2.13) решена методом конечных элементов [84]. Исследования проводились на неравномерной конечно-элементной сетке. Количество элементов выбиралось из условий сходимости решения.

Численный анализ проводился для трубопровода с диаметром условного прохода 600 мм, изолированного минеральной ватой (толщина 70 мм). Покровный слой – песчано-цементная штукатурка по каркасу из металлической сетки толщиной 20 мм. Рассматривался типичный для тепловых сетей РФ сборный одноячейковый железобетонный канал марки КЛс120-120 [220] с толщиной стенок 135 мм. Полость канала занимал воздух с относительной влажностью $\varphi=50\dots100\%$. Расстояние от поверхности грунта до верхней части канала составляло $H=1$ м (рисунок 3.2.1). Температура внутренней поверхности слоя тепловой изоляции равнялась $T_2=363,15$ К и соответствовала среднегодовой температуре теплоносителя в подающих трубопроводах водяных тепловых сетей при их работе по одному из основных температурных графиков – 150/70 °С. Температура окружающей среды принималась равной средней температуре воздуха за отопительный период – $T_7=263,05$ К (г. Хабаровск), 264,35 К (г. Томск) 269,95 К (г. Москва). Коэффициент теплоотдачи от грунта к окружающей среде во всех вариантах численного анализа принимался равным $\alpha=15$ Вт/(м²·К).

В таблице 3.2.1 приведены значения [86] теплофизических характеристик тепловой изоляции, покровного слоя, стенок канала и грунта, использованные при проведении численных исследований тепловых режимов рассматриваемой системы (рисунок 3.2.1).

Таблица 3.2.1 – Теплофизические характеристики материалов

Материал	Тепловая изоляция	Покровный слой	Стенка канала	Грунт
λ , Вт/(м·К)	0,059	0,87	1,54	1,5
c , Дж/(кг·К)	670	837	887	1150
ρ , кг/м ³	206	1750	2200	1960

Основные результаты численного моделирования приведены в таблице 3.2.2 и на рисунках 3.2.2–3.2.6. На рисунках 3.2.2–3.2.6 представлены типичные распределения основных характеристик рассматриваемой системы

(рисунок 3.2.1) при температуре окружающей среды $T_7=269,95$ К и относительной влажности воздуха в канале $\varphi=100$ %.

Таблица 3.2.2 – Результаты численного исследования

T_7 , К	φ , %	q_L , Вт/м	δ , %	$q_L^{сн}$, Вт/м
263,05	50	131,68	0,4	127,55
	75	132,21	0,4	
	100	132,43	0,3	
264,35	50	129,92	0,5	125,90
	75	130,52	0,5	
	100	130,71	0,3	
269,95	50	122,45	0,4	118,76
	75	123,07	0,3	
	100	123,25	0,2	

Обоснованность и достоверность результатов исследований следует из проведенных проверок используемых методов на сходимость и устойчивость решений на множестве сеток, выполнения условий баланса энергии на границах области расчета, а также подтверждается сравнением полученных результатов с известными экспериментальными [132] и теоретическими [215, 219] следствиями. Относительная погрешность расчетов δ (таблица 3.2.2) во всех вариантах численного анализа не превышала 0,5 %, что можно считать приемлемым при проведении исследований тепловых режимов систем транспортировки тепла.

Результаты численного решения рассматриваемых задач показали целесообразность перехода к сопряженным [191] постановкам при анализе тепловых режимов теплопроводов. Результаты численных экспериментов, приведенные в таблице 3.2.2, позволяют сделать вывод об ожидаемом снижении тепловых потерь q_L теплопровода при соответствующем росте температуры окружающей среды T_7 . Возрастание относительной влажности

воздуха в канале φ также приводит к соответствующему незначительному росту тепловых потерь вследствие увеличения эффективных теплофизических характеристик влажного воздуха.

Так же выполнены расчеты тепловых потерь $q_L^{\text{сп}}$ с использованием действующих правил по проектированию тепловой защиты трубопроводов тепловых сетей [44] для конфигурации теплопровода, соответствующей рассматриваемой системе (рисунок 3.2.1).

Сопоставление результатов численного анализа тепловых потерь q_L с результатами расчетов $q_L^{\text{сп}}$, проведенных по нормативной методике [44], свидетельствует о том, что расхождение в результатах (таблица 3.2.2) составляет до 4 % в зависимости от характеристик рассматриваемой системы, что в целом подтверждает адекватность предлагаемой в данной работе математической модели.

На рисунке 3.2.2 приведено типичное температурное поле грунта в зоне прокладки теплопровода. Хотя при постановке задачи предполагалось использование области неограниченных размеров (выражение (3.2.12)), при проведении численного анализа тепловых потерь использовалась расчетная область размерами 6 м в глубину и по 5 м в стороны от оси симметрии. Размеры расчетной области выбирались на основании серии предварительных численных экспериментов таким образом, чтобы относительное изменение градиентов температур на границах области не превышало 0,5 %.

Установлено, что изотермические линии (рисунок 3.2.2) сгущаются у поверхности грунта непосредственно над теплопроводом и более разрежены при удалении от теплопровода, что отражает реальный режим работы теплотрубопровода и качественно соответствует результатам исследований, приведенным в [179–182].

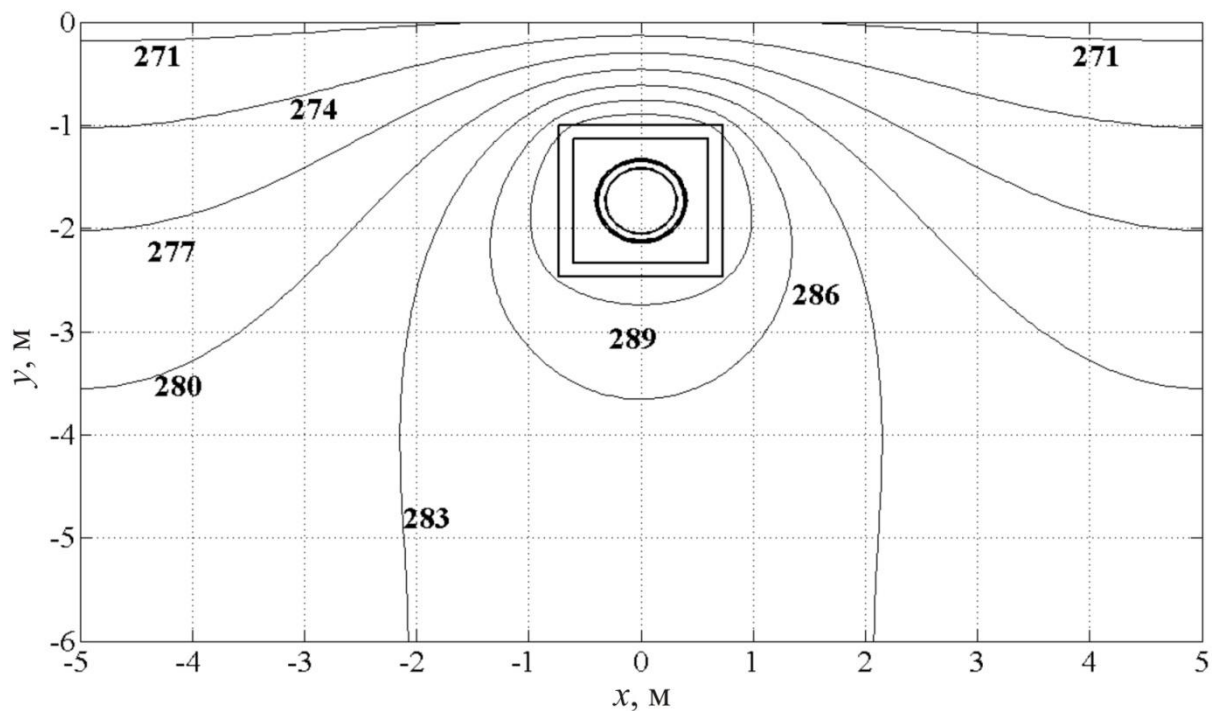


Рисунок 3.2.2 – Температурное поле грунта в зоне прокладки теплопровода

На рисунках 3.2.3, 3.2.4 приведены линии тока и типичное поле скорости в полости канала теплопровода. Видно, что в полости канала теплообмен осуществляется в условиях естественной конвекции в замкнутом объеме [219].

Структуру течения воздуха в полости канала в общем виде можно представить следующим образом. Воздух поднимается со дна канала к трубопроводу и нагревается. Достигнув перекрытия канала, воздух охлаждается и движется к боковым стенкам, где продолжает охлаждаться, соприкасаясь с холодными стенками, и опускается вниз. Таким образом, в полости канала однетрубного теплопровода наблюдается два симметричных циркуляционных течения, что полностью соответствует представлениям о естественной конвекции в замкнутых объемах.

По результатам численного моделирования было установлено, что скорость движения воздуха в полости канала (рисунок 3.2.3) не превышает 0,05 м/с и определяется величиной подъемной силы, учтенной в уравнении (3.2.3).

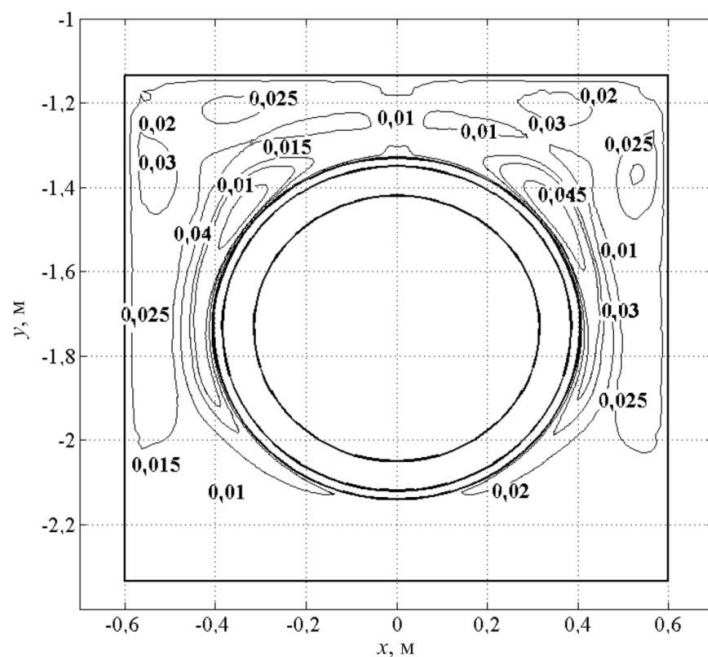


Рисунок 3.2.3 – Линии тока воздуха в полости канала теплопровода

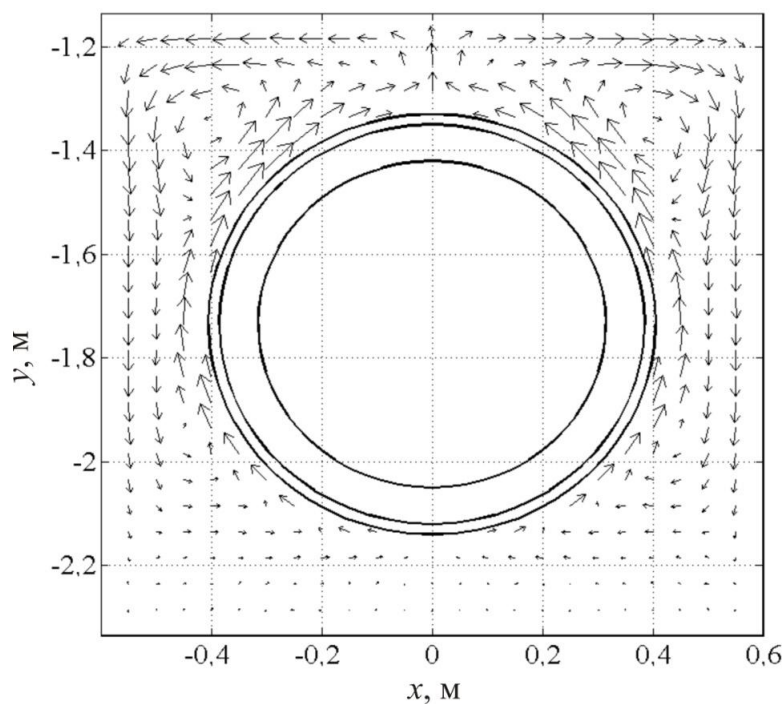


Рисунок 3.2.4 – Типичное поле скорости потока воздуха в полости канала теплопровода

На рисунках 3.2.5, 3.2.6 представлены наиболее информативные распределения температур в полости канала однотрубного теплопровода: на

расстоянии 0,5 м от оси симметрии (рисунок 3.2.5) и на расстоянии 0,035 м от дна канала (рисунок 3.2.6).

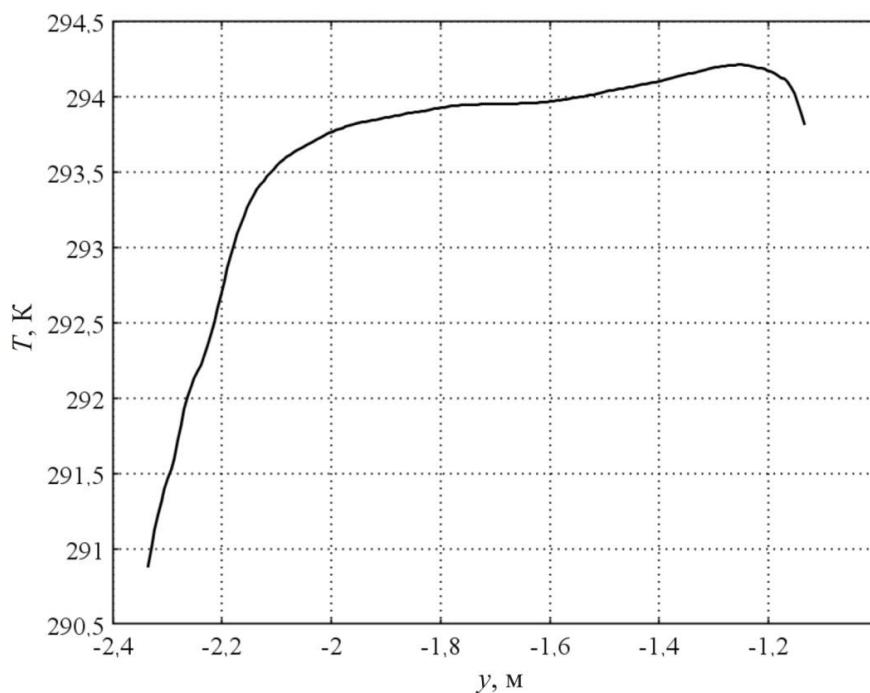


Рисунок 3.2.5 – Распределение температур в полости канала теплопровода на расстоянии 0,5 м от оси симметрии

Из рисунка 3.2.5 видно, что распределения температур в полости канала в вертикальном направлении неравномерно, а изменение температур соответствует линиям тока в полости канала. Средняя температура воздуха в полости канала составляет 293 К. Наименьшая температура воздуха устанавливается вблизи поверхности дна канала (рисунок 3.2.6), причем вдоль всей поверхности дна воздух имеет практически одинаковую температуру.

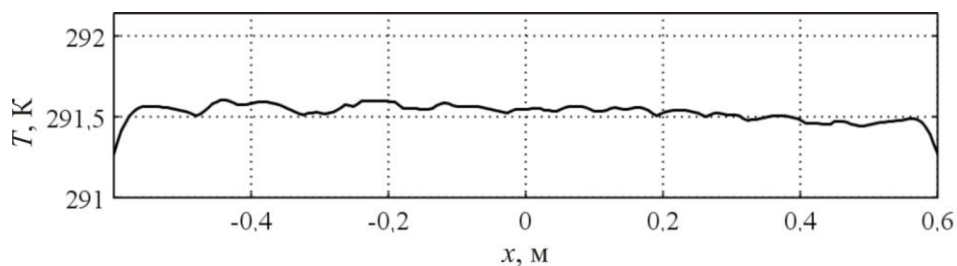


Рисунок 3.2.6 – Распределение температур в полости канала теплопровода на расстоянии 0,035 м от дна канала

В [132] приведены результаты экспериментальных исследований температурных полей в полости канала теплопровода. Эксперименты [132] проводились с использованием модели однострубно-канального теплопровода, при этом измерялись значения температур стенок канала и воздуха в различных точках живого сечения. Сопоставление данных экспериментальных исследований [132] температурных полей в полости канала однострубно-канального теплопровода с результатами численного анализа, свидетельствует об их хорошем качественном соответствии, что позволяет говорить об адекватности предлагаемой модели и возможности использовать ее при анализе тепловых режимов систем транспортировки тепла.

3.3 Влияние радиационного теплообмена в полости однострубно-канального теплопровода на его тепловые потери

Достаточно большой перепад температур в полости канала [216–218] приводит к необходимости оценки влияния радиационного теплообмена в канальном пространстве на тепловые режимы и тепловые потери подземных канальных тепловых сетей. Математическая постановка задачи и метод ее решения в этом случае будут аналогичны, приведенным в предыдущем параграфе, за исключением того, что на поверхности раздела «покровный слой – полость канала» (рисунок 3.2.1) учтен теплообмен излучением [221, 222]:

$$\lambda_3 \frac{\partial T_3}{\partial x} = \lambda_4 \frac{\partial T_4}{\partial x} + \varepsilon_{\text{пр}} C_0 \left[\left(\frac{T_4}{100} \right)^4 - \left(\frac{T_3}{100} \right)^4 \right], \quad T_3 = T_4,$$

здесь: T – температура, К; x – координата, м; λ – коэффициент теплопроводности, Вт/(м·К); $\varepsilon_{\text{пр}}$ – приведенная степень черноты; $C_0=5.67$ Вт/(м²·К⁴) – коэффициент излучения абсолютно черного тела; 3 – покровный слой; 4 – полость канала.

Основные результаты численного моделирования тепловых режимов однострунных канальных теплопроводов с учетом радиационного теплообмена в полости канала приведены в таблице 3.3.1 и на рисунках 3.3.1–3.3.3.

Анализ проводился для теплопровода, конфигурация которого аналогична описанной в п. 3.2. Полость канала занимал воздух с относительной влажностью 100 %. Расстояние от поверхности грунта до верхней части канала составляло $H=1$ м (рисунок 3.2.1). Температура внутренней поверхности слоя тепловой изоляции равнялась $T_2=363,15$ К и соответствовала среднегодовой температуре теплоносителя в подающих трубопроводах водяных тепловых сетей при их работе по одному из основных температурных графиков [46] – 150/70 °С. Температура окружающей среды принималась равной средней температуре воздуха за отопительный период [46] – $T_7=263,05$ К (г. Хабаровск), 264,35 К (г. Томск) 269,95 К (г. Москва). Коэффициент теплоотдачи от грунта к окружающей среде во всех вариантах численного анализа принимался равным $\alpha=15$ Вт/(м²·К).

Теплофизические характеристики тепловой изоляции, покровного слоя, стенок канала и грунта, использованные при проведении численных исследований соответствовали характеристикам, описанным в таблице 3.2.1. Степени черноты, необходимые для расчета $\varepsilon_{пр}$, для покровного слоя и стенок канала (рисунок 3.2.1) принимались равными 0,805 и 0,85 соответственно и выбирались по [223].

На рисунках 3.3.1–3.3.3 представлены типичные распределения основных характеристик рассматриваемой системы (рисунок 3.2.1) при температуре окружающей среды, соответствующей средней температуре воздуха для отопительного периода в г. Хабаровск.

В таблице 3.3.1 приведены тепловые потери рассматриваемого теплопровода (рисунок 3.2.1) с учетом теплового излучения Q и без учета теплового излучения – Q_1 . Так же в таблице 3.3.3.1 представлены расчеты

тепловых потерь Q_2 с использованием действующих правил по проектированию тепловой защиты трубопроводов тепловых сетей [44] для конфигурации теплопровода соответствующей рассматриваемой системе (рисунок 3.2.1).

Результаты численных экспериментов, приведенные в таблице 3.3.1, позволяют сделать вывод об ожидаемом снижении тепловых потерь теплопровода при соответствующем росте температуры окружающей среды T_7 .

Таблица 3.3.1 – Результаты численного исследования тепловых потерь теплопровода с учетом теплового излучения в полости канала

T_7 , К	Q , Вт/м	Q_1 , Вт/м	Q_2 , Вт/м	δ , %	$\delta_1 = \frac{Q-Q_1}{Q} 100\%$	$\delta_2 = \frac{Q-Q_2}{Q} 100\%$
263,05	157,91	132,43	127,55	0,4	16,1	19,2
264,35	151,95	130,71	125,90	0,4	14,0	17,1
269,95	141,06	123,25	118,76	0,6	12,6	15,8

Анализ результатов численных исследований, представленных в таблице 3.3.1, дает возможность утверждать, что учет лучистого теплообмена в полости канала теплопровода (рисунок 3.2.1) приводит к увеличению тепловых потерь Q рассматриваемого объекта на величину $\delta_1=12,6–16,1$ % по сравнению с Q_1 . При этом с ростом разности температур между теплоносителем и окружающей средой происходит увеличение δ_1 .

Сопоставление результатов численного анализа тепловых потерь теплопровода с учетом радиационного теплообмена Q с результатами расчетов Q_2 , проведенных по нормативной методике [44], показывает, что расхождение в результатах (таблица 3.3.1) составляет $\delta_2=15,8–19,2\%$.

На рисунке 3.3.1 для сравнения приведены типичные температурные поля в зоне прокладки теплопровода для случая, когда в полости канала

теплопровода учитывается тепловое излучение (отмечены звездочкой) и для варианта без учета лучистого теплообмена.

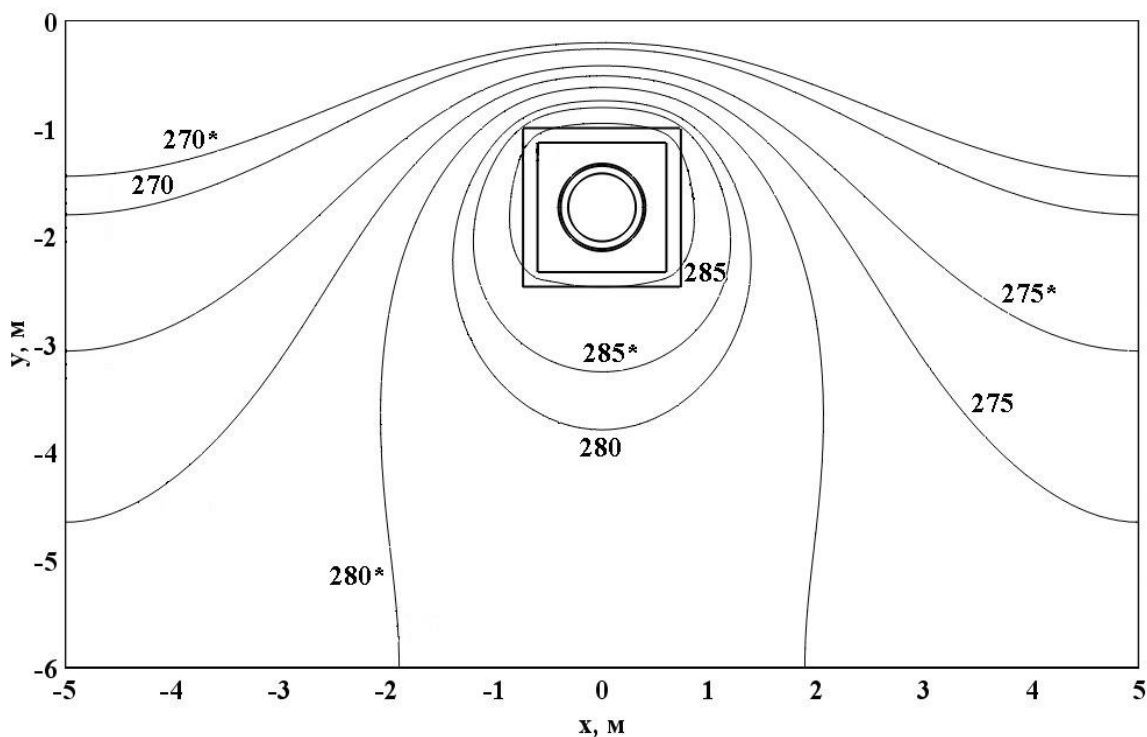


Рисунок 3.3.1 – Температурные поля в зоне прокладки теплопровода

Установлено, что изотермические линии (рисунок 3.3.1) сгущаются у поверхности грунта непосредственно над теплопроводом и более разрежены при удалении от него, что отражает реальный режим работы теплотрубопровода. Из рисунка 3.3.1 видно, что учет теплового излучения с поверхности теплопровода в полости канала (рисунок 3.2.1) приводит к деформации температурного поля рассматриваемой системы. Одноименные изотермы для случая, учитывающего лучистый теплообмен, смещаются в сторону поверхности грунта, что согласуется с результатами расчета тепловых потерь (таблица 3.3.1) и представлениями о процессах теплопроводности в твердых телах.

На рисунках 3.3.2, 3.3.3 приведены линии тока и типичное поле скорости воздуха в полости канала теплопровода. Видно, что в полости канала теплообмен осуществляется в условиях естественной конвекции в замкнутом объеме.

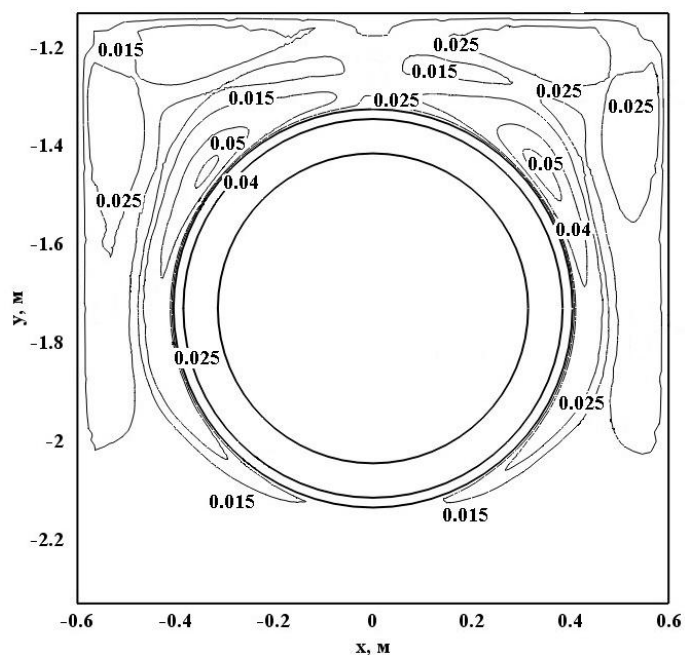


Рисунок 3.3.2 – Линии тока воздуха в полости канала теплопровода с учетом теплового излучения

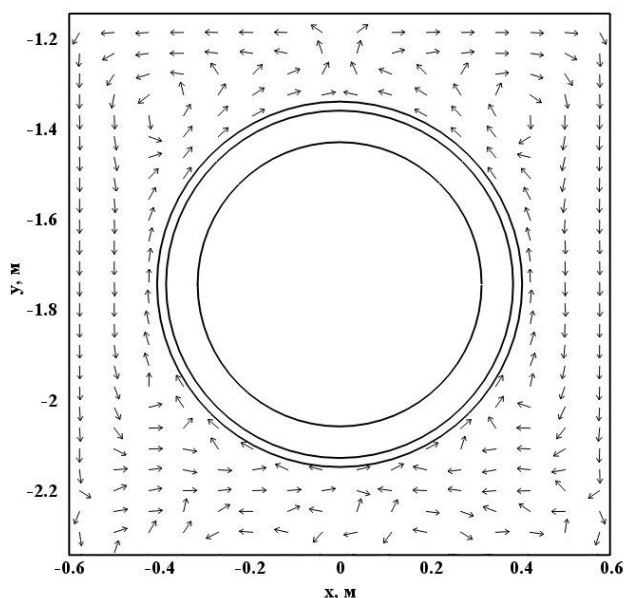


Рисунок 3.3.3 – Типичное поле скорости в полости канала теплопровода

По результатам численного моделирования установлено, что для рассматриваемого случая скорость движения воздуха в полости канала (рисунок 3.3.2) не превышает 0,052 м/с. Сопоставление результатов исследований, приведенных на рисунках 3.3.2, 3.3.3, с аналогичными результатами, описанными в п. 3.2, позволяет говорить о том, что учет

радиационного теплообмена не приводит к изменению структуры течения (рисунок 3.3.3), а скорость движения воздуха в полости канала увеличивается на величину не более 4 %.

Анализ результатов численного моделирования позволяет сделать вывод о целесообразности учета теплового излучения при проведении исследований тепловых режимов и тепловых потерь систем транспортировки тепла и необходимости усовершенствования действующей методики проектирования тепловой изоляции трубопроводов [44].

3.4 Оценка тепловых потерь подземных однетрубных канальных теплопроводов в условиях деформации слоя тепловой изоляции

Одним из факторов, приводящих к росту тепловых потерь на тепловых сетях, является деформация слоя тепловой изоляцией в процессе эксплуатации теплопроводов [127, 138, 224, 225].

При проведении численного анализа влияния деформации слоя теплоизоляции рассматривалась широко распространенная в России конфигурация теплопровода, размещенного в непроходном канале и теплоизолированного минеральной ватой. Схематическое изображение области решения приведено на рисунке 3.4.1.

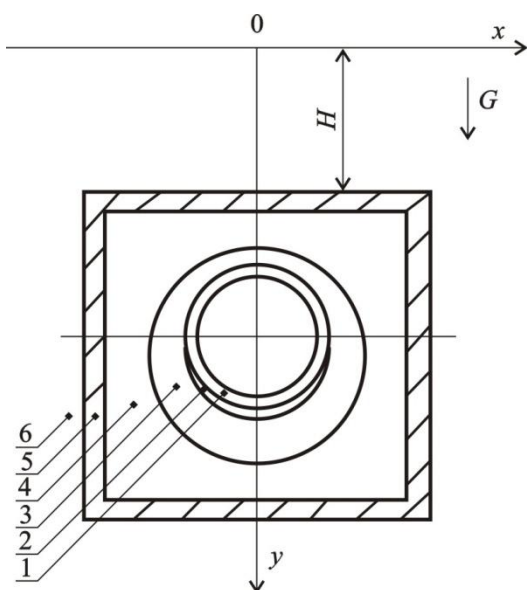


Рисунок 3.4.1 – Схема области решения задачи:
1 – труба; 2 – воздушная прослойка; 3 – слой деформированной тепловой изоляции; 4 – воздушная полость канала; 5 – стенка канала; 6 – грунт

Деформация изоляции теплопровода имитировалась путем снижения толщины слоя тепловой изоляции в верхней части и провисанием (с образованием воздушной прослойки) теплоизоляции в нижней части теплопровода. Подобное состояние теплоизоляционной конструкции теплопроводов является достаточно распространенным и отражает реальную геометрию изоляции теплопроводов тепловых сетей [160, 211].

Для рассматриваемой области (рисунок 3.4.1) решена двумерная сопряженная стационарная задача кондуктивно-конвективно теплопереноса в системе «подземный каналный теплопровод с деформированной изоляцией – окружающая среда». Основные допущения и целесообразность перехода к сопряженным постановкам задач при прогностическом моделировании тепловых режимов подземных каналных теплопроводов тепловых сетей описаны в предыдущих параграфах.

В предлагаемой постановке процесс переноса тепла в рассматриваемой области решения (рисунок 3.4.1) описывается:

для воздуха в полости канала уравнениями энергии, движения и неразрывности:

$$C_a \rho_a (\vec{w}, \nabla T_a) = \lambda_a \nabla^2 T_a, \quad (3.4.1)$$

$$(\vec{w}, \nabla) \vec{w} = -\frac{1}{\rho_a} \nabla p + \nu_a \nabla^2 \vec{w} + \vec{F}, \quad (3.4.2)$$

$$\nabla \vec{w} = 0; \quad (3.4.3)$$

в стенке трубы, слое тепловой изоляции, воздушной прослойке, стенах канала и грунте уравнениями теплопроводности:

$$\nabla^2 T_p = 0, \quad (3.4.4)$$

$$\nabla^2 T_i = 0, \quad (3.4.5)$$

$$\nabla^2 T_{ai} = 0, \quad (3.4.6)$$

$$\nabla^2 T_c = 0, \quad (3.4.7)$$

$$\nabla^2 T_g = 0. \quad (3.4.8)$$

При постановке задачи принималось, что на внутренней поверхности трубы поддерживается постоянная температура, равная температуре теплоносителя:

$$T_{p,1} = T_{in} = \text{const} . \quad (3.4.9)$$

На границах слоев реализуются условия идеального теплового контакта:

$$\lambda_p \text{grad}(T_{p,2}) = \lambda_i \text{grad}(T_{i,2}), \quad T_{p,2} = T_{i,2}, \quad (3.4.10)$$

$$\lambda_p \text{grad}(T_{p,3}) = \lambda_{ef} \text{grad}(T_{ai,3}), \quad T_{p,3} = T_{ai,3}, \quad (3.4.11)$$

$$\lambda_{ef} \text{grad}(T_{ai,4}) = \lambda_i \text{grad}(T_{i,4}), \quad T_{ai,4} = T_{i,4}, \quad (3.4.12)$$

$$\lambda_i \text{grad}(T_{i,5}) = \lambda_a \text{grad}(T_{a,5}), \quad T_{i,5} = T_{a,5}, \quad (3.4.13)$$

$$\lambda_a \text{grad}(T_{a,6}) = \lambda_g \text{grad}(T_{g,6}), \quad T_{a,6} = T_{g,6}. \quad (3.4.14)$$

На поверхности раздела «грунт – окружающая среда» реализуются условия конвективного теплообмена:

$$-\lambda_g \text{grad}(T_{g,7}) = \alpha(T_{g,7} - T_{ex}), \quad (3.4.15)$$

Для стенки трубы, воздушной прослойки и слоя тепловой изоляции выполняются условия симметрии:

$$\text{grad}(T_p) = 0, \quad (3.4.16)$$

$$\text{grad}(T_{ai}) = 0, \quad (3.4.17)$$

$$\text{grad}(T_i) = 0. \quad (3.4.18)$$

На достаточно большом расстоянии от теплопровода (рисунок 3.4.1) градиенты температур в грунте равны нулю:

$$\text{grad}(T_g) = 0, \quad x \rightarrow \pm\infty, y \rightarrow -\infty. \quad (3.4.19)$$

Скорость движения воздуха на внешней поверхности трубопровода, а также на внутренней поверхности стенок канала (рисунок 3.4.1) равна нулю (условия прилипания):

$$w_{a,5} = w_{a,6} = 0. \quad (3.4.20)$$

Эффективный коэффициент теплопроводности воздушной прослойки вычислялся из соотношения [226]:

$$\lambda_{ef} = 0.18\lambda_a (\text{Gr Pr})^{0.25}. \quad (3.4.21)$$

Массовые силы F в выражении (3.4.2) рассчитывались из выражений:

$$F_x=0; \quad (3.4.22)$$

$$F_y= G \beta (T_{a,5}-T_{a,6}). \quad (3.4.23)$$

Обозначения: C – теплоемкость; F – массовые силы; G – ускорение силы тяжести; Gr – число Грасгофа; T – температура; Pr – число Прандтля; Q – линейные тепловые потери; p – давление; w – скорость; x – координата; y – координата; α – коэффициент теплоотдачи; β – коэффициент температурного расширения; λ – теплопроводность; ν – кинематическая вязкость; ρ – плотность; 1 – внутренняя поверхность трубы; 2 – граница раздела «стенка трубы – изоляция»; 3 – граница раздела «стенка трубы – воздушная прослойка»; 4 – граница раздела «воздушная прослойка – изоляция»; 5 – граница раздела «изоляция – стенка канала»; 6 – граница раздела «стенка канала – грунт»; 7 – граница раздела «грунт – окружающая среда»; a – полость канала; ai – воздушная прослойка; d – деформирован; dn – не деформирован; c – стенка канала; ef – эффективный; ex – внешний; g – грунт; i – слой тепловой изоляции; in – внутренний; p – стенка трубы; r – рассчитан по утвержденным правилам.

Задача (3.4.1)–(3.4.23) по аналогии с предыдущими задачами решена методом конечных элементов [84]. Анализ проводился для трубопровода диаметром условного прохода 600 мм, изготовленного из стали 10 (толщина стенки 9 мм), тепловая изоляция – минеральная вата (толщина 70 мм). Теплопровод размещался в канале марки КЛс 120-120 [220]. Температура внутренней поверхности трубы считалась равной $T_{in}=338; 363; 383$ К и соответствовала среднегодовой температуре теплоносителя в водяных тепловых сетях при их работе по температурным графикам [46] – 95/70; 150/70; 180/70 °С. Температура окружающей среды принималась равной

средней температуре воздуха за отопительный период в городе Томск – $T_{ex}=264,2$ К. Средний коэффициент теплоотдачи на поверхности раздела «грунт – окружающая среда» составлял $\alpha=5$ Вт/(м²·К). Размеры расчетной области составляли 6 м в глубину и по 5 м в стороны от оси симметрии.

Деформация изоляции теплотрубопровода учитывалась снижением толщины слоя в верхней части и провисанием теплоизоляции в нижней части теплопровода на величину, равную полутолщине изоляции (35 мм). Размер воздушной прослойки соответствовали размеру слоя тепловой изоляции, на который была уменьшена толщина теплоизоляции в верхней части.

В таблице 3.4.1 приведены значения [86] теплофизических характеристик, использованные при проведении численных исследований.

Таблица 3.4.1 – Теплофизические характеристики материалов

Характеристика	λ , Вт/(м·К)	C , Дж/(кг·К)	ρ , кг/м ³
Грунт	1,1	1231	1700
Стенка канала	1,54	887	2200
Тепловая изоляция	0,059	670	206
Стенка трубы	57,7	466	7860

В таблице 3.4.2 приведены величины тепловых потерь теплопровода, имеющего деформированную Q_d и не деформированную Q_{dn} тепловую изоляцию, а также тепловые потери Q_r рассматриваемого объекта (рисунок 3.4.1), рассчитанные с использованием действующих правил по проектированию тепловой изоляции трубопроводов [44].

Результаты численного моделирования, приведенные в таблице 3.4.2, свидетельствуют о закономерном увеличении тепловых потерь теплопровода с ростом температуры внутренней поверхности трубы T_{in} . Сопоставление результатов численного анализа тепловых потерь теплопровода с не деформированной тепловой изоляцией Q_{dn} с тепловыми потерями Q_r вычисленными по методике [44], позволяет говорить о том, что расхождение

между ними не превышает 3 %, что в целом подтверждает адекватность предлагаемой в данной работе математической модели и методики анализа тепловых потерь теплопроводов.

Сравнение Q_d и Q_{dn} (таблица 3.4.2) позволяет сделать вывод о том, что относительно небольшое изменение геометрических характеристик теплоизоляционной конструкции рассматриваемой системы приводит к увеличению тепловых потерь рассматриваемого теплопровода на 7,3–7,5 %. Принимая во внимание то, что рассматриваемые условия работы теплопроводов являются достаточно распространенными [127, 138], а протяженность тепловых сетей в крупных городах и промышленных центрах составляет десятки, а иногда и сотни километров, то суммарные потери тепла, связанные с деформацией тепловой изоляции, могут достигать существенных величин.

Таблица 3.4.2 – Результаты численного исследования тепловых потерь теплопровода

$T_{in}, \text{ К}$	$Q_r, \text{ Вт/м}$	$Q_{dn}, \text{ Вт/м}$	$Q_d, \text{ Вт/м}$	$\frac{Q_r - Q_{dn}}{Q_r} \cdot 100\%$	$\frac{Q_d - Q_{dn}}{Q_d} \cdot 100\%$
338	87,8	85,2	92,1	2,96	7,49
363	117,5	114,7	124,0	2,38	7,50
383	141,3	138,4	149,3	2,05	7,30

Анализ температурных полей в зоне прокладки теплопровода и структуры течения воздуха в полости канала (рисунок 3.4.1) свидетельствует о том, что распределение изотермических линий в рассматриваемой области решения хорошо соответствуют результатам численного моделирования [217], а деформация тепловой изоляции теплопровода не вносит заметных изменений в структуру течения и поле скоростей в полости канала.

Также выполнен численный анализ тепловых режимов и тепловых потерь подземных канальных теплопроводов в условиях деформации слоя

тепловой изоляции с учетом теплообмена излучением в полости канала. В этом случае для рассматриваемой области (рисунок 3.4.1) решена двумерная сопряженная стационарная задача кондуктивно-конвективно-радиационного теплопереноса в системе «подземный канальный теплопровод с деформированной изоляцией – окружающая среда». При постановке задачи приняты допущения аналогичные сделанным выше, а математическая постановка задачи и метод ее решения идентичны во всем, кроме выражения на границе раздела «слой изоляции – полость канала» в котором учтен теплообмен излучением:

$$\lambda_i \text{grad}(T_{i,5}) = \lambda_a \text{grad}(T_{a,5}) + \varepsilon_{\text{res}} \sigma (T_{i,5}^4 - T_{a,5}^4), \quad T_{i,5} = T_{a,5},$$

где: T – температура, К; λ – коэффициент теплопроводности, Вт/(м·К); ε_{res} – приведенная степень черноты; $\sigma = 5.67 \cdot 10^{-8}$ Вт/(м²·К⁴) – постоянная Стефана – Больцмана, i – слой тепловой изоляции; a – полость канала; 5 – граница раздела «изоляция – стенка канала».

Анализ проводился для трубопровода и канала с характеристиками, аналогичными описанным выше. Температура внутренней поверхности трубы считалась равной $T_{\text{in}} = 363$ К и соответствовала среднегодовой температуре теплоносителя в подающих трубопроводах водяных тепловых сетей при их работе по температурному графику – 150/70 °С. Температура окружающей среды во всех вариантах численного анализа принималась равной средней температуре воздуха за отопительный период в городе Томск – $T_{\text{ex}} = 264,2$ К. Средний коэффициент теплоотдачи на поверхности раздела «грунт – окружающая среда» составлял $\alpha = 5$ Вт/(м²·К). Размеры расчетной области и геометрические параметры деформированного слоя изоляции полностью соответствуют условиям для предыдущей задачи.

В таблице 3.4.3 приведены значения теплофизических характеристик [86, 223], использованных при проведении численных исследований тепловых потерь рассматриваемой системы (рисунок 3.4.1).

Таблица 3.4.3 – Теплофизические характеристики материалов

Материал	Тепловая изоляция	Покровный слой	Стенка канала	Грунт				Суглинок с массовой влажностью 42 %
				Глинистый		Песчаный		
				Талый	Мерзлый	Талый	Мерзлый	
λ , Вт/(м·К)	0,059	0,87	1,54	1.1	1.3	2.3	3.7	1.5
C , Дж/(кг·К)	670	837	887	1231	959	148 6	100 5	1150
ρ , кг/м ³	206	1750	2200	1700	1700	200 0	200 0	1960
ε	–	0,8	0,85	–	–	–	–	–

В таблице 3.4.4 показаны тепловые потери теплопровода, тепловая изоляция которого не деформирована Q , деформирована без учета Q_1 и с учетом Q_2 радиационного теплообмена в полости канала, а также тепловые потери $Q_{\text{гил}}$, рассматриваемого объекта (рисунок 3.4.1), рассчитанные с использованием действующих правил [44].

Результаты численного моделирования, приведенные в таблице 3.4.4, иллюстрируют закономерное увеличение тепловых потерь теплопроводов при их прокладке в грунтах с более высокой теплопроводностью (таблица 3.4.3). Сопоставление результатов численного анализа тепловых потерь теплопровода с недеформированной тепловой изоляцией Q и тепловых потерь $Q_{\text{гил}}$, вычисленных по методике [44], позволяет сделать вывод о том, что расхождение между ними (таблица 3.4.4) не превышает 4.1 %, что в целом подтверждает адекватность предлагаемых математической модели и методики анализа тепловых потерь теплопроводов.

Сопоставление Q с Q_1 (таблица 3.4.4) показывает, что относительно небольшое изменение геометрических характеристик теплоизоляционной конструкции рассматриваемой системы (рисунок 3.4.1) приводит к

увеличению тепловых потерь рассматриваемого теплопровода на 7.5-9.0 %. Учет теплообмена излучением в полости канала теплопровода (таблица 3.4.4), для рассматриваемых условий, позволяет говорить о росте тепловых потерь Q_2 до 21.8 % по сравнению с Q . Эти обстоятельства свидетельствуют о целесообразности учета теплообмена излучением и реальной геометрии изоляционных конструкций теплопроводов при оценках их тепловых потерь.

Таблица 3.4.4 – Результаты расчета тепловых потерь

Грунт		$Q_{\text{рул}}$, Вт/М	Q , Вт/М	Q_1 , Вт/М	Q_2 , Вт/М	$\frac{Q_{\text{рул}} - Q}{Q_{\text{рул}}} 100\%$	$\frac{Q_1 - Q}{Q_1} 100\%$	$\frac{Q_2 - Q}{Q_2} 100\%$
Глинистый	Талый	117.5	114.7	124.0	146.6	2.4	7.5	21.8
	Мерзлый	122.8	119.5	129.7	152.3	2.7	7.7	21.5
Песчаный	Талый	137.8	132.8	145.9	169.1	3.6	9.0	21.5
	Мерзлый	146.6	140.6	154.1	179.8	4.1	8.8	21.8
Суглинок с массовой влажностью 42 %		127.1	123.2	133.7	156.8	3.1	7.8	21.4

3.5 Оценка тепловых потерь подземных однострубных канальных теплопроводов в условиях разрушения слоя тепловой изоляции

Разрушение (нарушение целостности) изоляции трубопроводов является еще одним из факторов, приводящих к росту тепловых потерь на тепловых сетях [127, 138, 227]. Под нарушением целостности слоя изоляции понимается частичное отсутствие теплоизоляционного покрытия на поверхности трубы (трещины, дефекты изоляционной конструкции, вызванные не качественным монтажом или физическим старением тепловой изоляции). Нарушение целостности слоя тепловой изоляции имитируется путем исключения из области решения сегмента, размеры которого соответствуют объемной доле отсутствующей изоляции.

При проведении численного анализа тепловых режимов и тепловых потерь теплопровода в условиях нарушения целостности слоя тепловой изоляции решена стационарная задача теплопроводности в системе «стенка трубы – слой тепловой изоляции (имеет нарушения целостности) – окружающая среда» с соответствующими условиями однозначности.

Стационарное температурное поле в стенке трубы и слое тепловой изоляции определялось из решения уравнений теплопроводности:

$$\operatorname{div}\left[\lambda_p \operatorname{grad}(T_p)\right]=0, \quad (3.5.1)$$

$$\operatorname{div}\left[\lambda_i \operatorname{grad}(T_i)\right]=0, \quad (3.5.2)$$

При постановке задачи принималось, что на внутренней поверхности трубы поддерживается постоянная температура, равная температуре теплоносителя:

$$T_{p,1} = T_{in} = \text{const}. \quad (3.5.3)$$

В местах соприкосновения слоев реализуются условия идеального теплового контакта:

$$\lambda_p \operatorname{grad}(T_{p,2}) = \lambda_i \operatorname{grad}(T_{i,2}), \quad T_{p,2} = T_{i,2}, \quad (3.5.4)$$

Для стенки трубы и тепловой изоляции, не имеющей нарушений целостности, выполняются условия симметрии:

$$\text{grad}(T_p) = 0, \quad (3.5.5)$$

$$\text{grad}(T_i) = 0. \quad (3.5.6)$$

На границах контакта рассматриваемой системы с окружающей средой теплообмен осуществляется совместно конвекцией и тепловым излучением:

$$-\lambda_p \text{grad}(T_{p,2}) = \alpha(T_{p,2} - T_{\text{ex}}) + \varepsilon_{\text{res,p-c}} \sigma(T_{p,2}^4 - T_{\text{ex}}^4), \quad (3.5.7)$$

$$-\lambda_i \text{grad}(T_{i,3}) = \alpha(T_{i,3} - T_{\text{ex}}) + \varepsilon_{\text{res,i-c}} \sigma(T_{i,3}^4 - T_{\text{ex}}^4), \quad (3.5.8)$$

Обозначения: T – температура, К; λ – коэффициент теплопроводности, Вт/(м·К); α – коэффициент теплоотдачи, Вт/(м²·К); ε – степень черноты; $\sigma = 5.67 \cdot 10^{-8}$ Вт/(м²·К⁴) – постоянная Стефана – Больцмана.

Индексы: p – стенка трубы; i – слой тепловой изоляции; in – внутренний; ex – внешний; res – приведенный; c – канал; 1 – внутренняя поверхность трубы; 2 – внешняя поверхность трубы (внутренняя поверхность изоляции); 3 – внешняя поверхность изоляции.

Задача (3.5.1)–(3.5.8) решена методом конечных разностей [84]. Особенности решения задачи заключались в наличии нелинейности в выражениях (3.5.7) и (3.5.8), разрыве теплофизических характеристик на границах разделов и применении областей расчета сложной геометрии.

Численные исследования проводились для трубопровода диаметром условного прохода трубопровода 600 мм, изготовленного из стали 10 (толщина стенки 9 мм), тепловая изоляция – минеральная вата (толщина 70 мм). Теплопровод размещался в канале марки КЛс 120-120 [220]. Температура внутренней поверхности трубы считалась равной $T_{in} = 363$ К и соответствовала среднегодовой температуре теплоносителя в подающих трубопроводах водяных тепловых сетей при их работе по одному из основных температурных графиков – 150/70 °С. Температура окружающей

среды принималась равной $T_{\text{ex}}=296$ К. Коэффициент теплоотдачи на внешнем контуре рассматриваемой системы составлял $\alpha=11$ Вт/(м²·К).

Объемные доли отсутствующей на трубопроводе тепловой изоляции ψ варьировалась в диапазоне от $\psi=0$ (тепловая изоляция не повреждена) до $\psi=1$ (оголенный трубопровод).

В таблице 3.5.1 приведены значения коэффициентов теплопроводности тепловой изоляции и стенки трубы [86], а также значения ε [223], необходимые для расчета приведенных степеней черноты $\varepsilon_{\text{res, p-c}}$ и $\varepsilon_{\text{res, i-c}}$.

Таблица 3.5.1 – Характеристики материалов

Характеристика	Изоляция	Труба	Канал
λ , Вт/(м·К)	0,059	57,7	–
ε	0,5	0,9	0,85

В таблице 3.5.2 приведены величины тепловых потерь теплопровода, полученные при решении системы уравнений (3.5.1)–(3.5.8), с учетом теплового излучения Q_2 и без учета теплового излучения Q_1 .

Таблица 3.5.2 – Результаты численного моделирования

ψ	Q_1 , Вт/м	Q_2 , Вт/м	$\delta_1 = \frac{Q_2 - Q_1}{Q_2} 100\%$
0,000	115,39	117,02	1,39
0,125	291,43	407,89	28,55
0,250	456,81	693,11	34,09
0,375	602,91	977,91	38,34
0,500	790,54	1268,22	37,66
1,000	1450,21	2417,24	40,00

Результаты расчетов тепловых потерь, приведенные в таблице 3.5.2, свидетельствуют об ожидаемом увеличении тепловых потерь теплопровода с ростом доли отсутствующей изоляции ψ . Учет влияния теплового излучения также приводит к закономерному повышению теплотерь. При этом с увеличением доли отсутствующей на трубопроводе тепловой изоляции увеличивается влияние теплового излучения. Из данных, представленных в таблице 3.5.2, видно, что тепловое излучение приводит к изменению тепловых потерь δ_1 от 1,39 % до 40 % в зависимости от ψ . Это обстоятельство подтверждает необходимость учета лучистой составляющей при расчете тепловых потерь теплопроводов, работающих с нарушениями целостности теплоизоляционного покрытия.

3.6 Тепловые потери подземных однетрубных канальных теплопроводов тепловых сетей в условиях затопления с учетом конвективного движения среды в полости канала

Решение задач сопряженного теплообмена для подземных канальных тепловых сетей [216–218, 221] позволило применить этот подход к исследованию тепловых потерь и тепловых режимов теплопроводов, эксплуатируемых в условиях затопления [228, 229].

В качестве примера рассматривается широко распространенная в РФ конфигурация теплопровода подземной прокладки полностью соответствующая описанной в параграфе 3.2. Предполагалось, что полость канала (рисунок 3.2.1) заполнена водой, а покровный слой и тепловая изоляция увлажнены.

Для рассматриваемой области (рисунок 3.2.1) решена двумерная сопряженная стационарная задача конвективно-кондуктивного теплопереноса в системе «слой тепловой изоляции – покровный слой – полость канала – стенка канала теплопровода – грунт – окружающая среда». Математическая модель рассматриваемого процесса полностью аналогична

модели, приведенной в п. 3.2. Решение этой задачи получено методом конечных элементов с использованием неравномерной конечно-элементной сетки [84].

Исследования проводились для теплопровода, конфигурация которого аналогична описанной в п. 3.2: диаметр условного прохода 600 мм, изоляция – минеральная ватой (толщина 70 мм), покровный слой – песчано-цементная штукатурка по каркасу из металлической сетки толщиной 20 мм. Рассматривался типичный для тепловых сетей РФ сборный одноячейковый железобетонный канал марки КЛс120-120 [220] с толщиной стенок 135 мм. Расстояние от поверхности грунта до верхней части канала составляло $H = 1$ метр (рисунок 3.2.1). Температура внутренней поверхности слоя теплоизоляции принималась равной 373 К, а температура внешней среды составляла – 273 К. Коэффициент теплоотдачи от грунта к внешней среде принимался равным 15 Вт/(м²·К).

Теплофизические свойства покровного слоя и тепловой изоляции в условиях их увлажнения определялись как эффективные с учетом объемной доли воды в пористой структуре материалов [83].

Максимально возможное объемное содержание воды в покровном слое и тепловой изоляции ограничено значениями открытой пористости материалов и не превышает 73 %. В таблице 3.6.1 приведены значения [83] теплофизических характеристик тепловой изоляции, покровного слоя, стенок канала и грунта, использованные при проведении численных исследований.

Таблица 3.6.1 – Теплофизические характеристики материалов

Характеристика	Тепловая изоляция	Покровный слой	Стенка канала	Грунт
Теплопроводность, Вт/(м·К)	0.059	0.87	1.54	1.5
Теплоемкость, Дж/(кг·К)	670	837	887	1150
Плотность, кг/м ³	206	1750	2200	1960

Сопоставление результатов математического моделирования с данными по экспериментальному определению тепловых потерь теплопроводов в условиях затопления [97] позволяет говорить о хорошем согласовании результатов. Относительные отклонения результатов экспериментальных [97] и теоретических (таблица 3.6.2) исследований тепловых потерь теплопроводов в условиях затопления составляют не более 17 %. Значение относительного отклонения между результатами экспериментальных и теоретических исследований, является максимально возможным, так как эксперименты [97] проводились в условиях отсутствия покровного слоя на теплопроводе. Покровный слой (рисунок 3.2.1) является дополнительным теплоизоляционным слоем, и, следовательно, в реальности относительное отклонение будет меньше чем приведенное выше.

В таблице 3.6.2 приведены результаты расчета тепловых потерь Q затопленного однетрубного подземного канального теплопровода в зависимости от значений объемной доли воды φ_v в пористой структуре тепловой изоляции и покровного слоя, тепловые потери $Q_{сп}$, вычисленные в соответствии с методикой [44], для теплопровода конфигурация которого аналогична рассматриваемой и тепловые потери Q_0 [217], рассчитанные для варианта когда полость канала занимает воздух с относительной влажностью 100 %.

Результаты, приведенные в таблице 3.6.2, позволили сделать вывод о закономерном увеличении тепловых потерь теплопровода с ростом объемной доли воды в пористой структуре изоляционных слоев. Для рассматриваемого случая увеличение тепловых потерь теплопровода в условиях затопления δ_0 составляет от 1.5 % до 64.3 %. Это обусловлено резким изменением эффективных теплофизических характеристик покровного слоя и тепловой изоляции при их увлажнении. Сопоставление между собой значений Q_0 и $Q_{сп}$ позволяет сделать вывод о том, что расхождение между ними не превышает 4 %, что подтверждает адекватность методики [216–218, 221, 222].

Таблица 3.6.2 – Результаты численного моделирования

Вариант расчета	Q_0	$Q_{сп}$	Q				
	[217]	[44]					
φ_B	0.0			0.1	0.25	0.5	0.73
Тепловые потери, Вт/м	132.29	127.43	134.38	207.16	274.53	337.29	370.66
Средняя температура среды в полости канала, К	298.8	298.4	298.9	312.5	325.3	337.2	343.5
$\delta_0 = \frac{Q - Q_0}{Q} 100\%$	–	–	1.5	30.1	51.8	60.8	64.3

Интересным здесь является анализ тепловых потерь рассматриваемой системы (рисунок 3.2.1) без увлажнения теплозащитных слоев (при $\varphi_B=0.0$). В этом случае рост теплотерь δ_0 в условиях затопления по сравнению с потерями, когда полость канала занимает влажный воздух, составляет около 1.5 %. Это обстоятельство объясняется тем, что средние температуры среды в полости канала (влажный воздух или вода) отличаются друг от друга незначительно. Разница в значениях средних температур среды в полости канала в этих условиях составляет не более 0.1 К (таблица 3.6.2). Этот результат позволяет говорить о том, что надежная гидроизоляция теплопроводов способна предотвратить значительный рост тепловых потерь в тепловых сетях в условиях затопления. Подобными конструкциями являются теплопроводы с промышленной тепло- и гидроизоляцией [47].

На рисунке 3.6.1 приведены типичные температурные поля в зоне прокладки теплопровода: в условиях затопления канала тепловой сети при $\varphi_B=0.73$ и в случае, когда полость канала занимает воздух с относительной влажностью 100 % (отмеченные верхним индексом «*»).

Распределения температур в рассматриваемой области решения показывает, что изотермические линии (рисунок 3.6.1) сгущаются

непосредственно над теплопроводом и более разрежены при удалении от него, что соответствует представлениям о процессах теплопроводности и хорошо согласуется с результатами исследований [179–182]. Рисунок 3.6.1 наглядно демонстрирует существенное изменение температурного поля в зоне прокладки теплопровода в условиях затопления канала тепловой сети. Одноименные изотермы для случаев, когда полость канала занимает влажный воздух и когда теплопровод работает в условиях затопления при $\varphi_{\text{в}}=0.73$, находятся друг от друга на расстоянии от 1 метра и более.

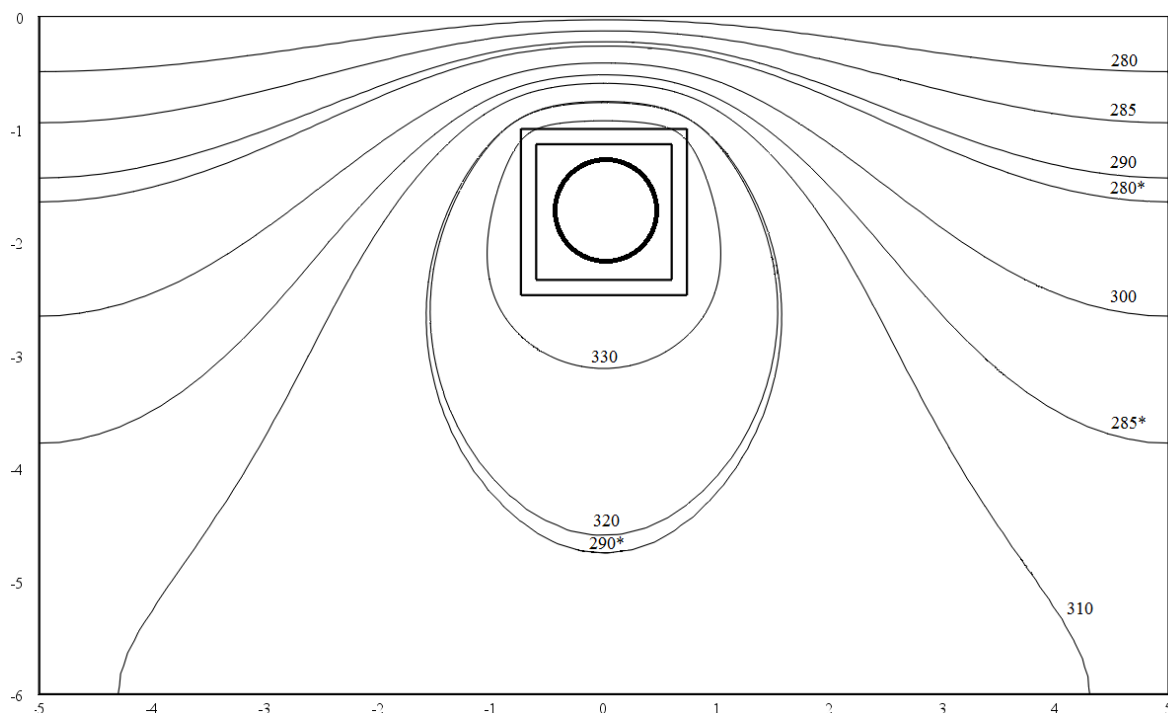


Рисунок 3.6.1 – Типичное температурное поле в зоне прокладки теплопровода в условиях затопления канала тепловой сети

3.7 Тепловые потери подземных однотрубных канальных теплопроводов тепловых сетей, эксплуатируемых без тепловой изоляции

Эксплуатация трубопроводов тепловых сетей без тепловой изоляции однозначно характеризуется как аварийный режим работы [230]. Такая их работа может быть связана, например, с некачественным монтажом изоляционных конструкций или являться следствием прорывов

трубопроводов, которые приводят к уничтожению изоляции [231, 232]. Одним из косвенных доказательств эксплуатации тепловых сетей подземной канальной прокладки без тепловой изоляции (или как минимум эксплуатации теплосетей с изоляцией находящейся в крайне неудовлетворительном состоянии) является наличие проталин над местами прокладки теплопроводов, которые наиболее отчетливо идентифицируются в осенне-весенний период во многих городах РФ.

Рассматривается наиболее типичная для РФ конфигурация теплопровода подземной прокладки – непроходной железобетонный одноячейковый канал и металлический трубопровод (рисунок 3.7.1). Предполагалось, что теплопровод эксплуатируется без тепловой изоляции.

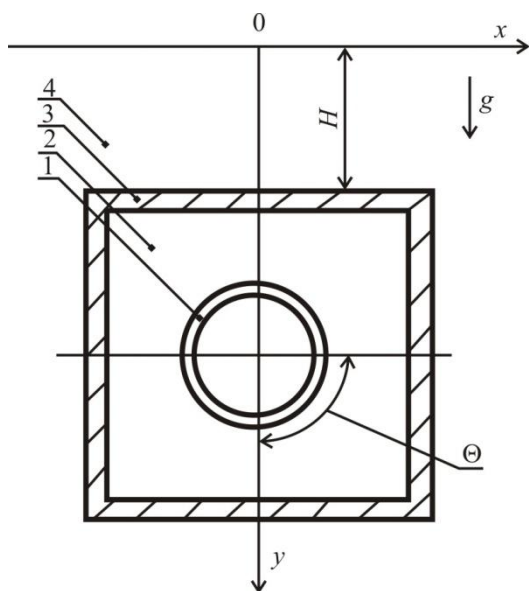


Рисунок 3.7.1 – Однотрубный подземный канальный теплопровод:
1 – металлическая стенка трубы; 2 – полость канала; 3 – железобетонная стенка канала; 4 – грунт

Для рассматриваемой области (рисунок 3.7.1) решена двумерная сопряженная стационарная задача конвективно-кондуктивного теплопереноса в системе «подземный канальный теплопровод – окружающая среда».

При постановке задачи приняты следующие основные допущения:

1. Не рассматриваются процессы переноса тепла в теплоносителе;
2. Теплофизические характеристики материалов являются постоянными и известными величинами;

3. Не учитывается наличие фазовых переходов в рассматриваемой области решения;
4. Воздух, заполняющий полость канала (рисунок 3.7.1), считается несжимаемым и удовлетворяющим приближению Буссинеска [219].

Математическое описание поставленной задачи базируется на методике анализа тепловых режимов систем транспортировки тепла, приведенной в [228]. Для рассматриваемого случая процесс переноса тепла в двумерной постановке описывается уравнениями:

для воздуха в полости канала уравнениями энергии, движения и неразрывности:

$$c_2 \rho_2 \left(w_x \frac{\partial T_2}{\partial x} + w_y \frac{\partial T_2}{\partial y} \right) = \lambda_2 \left(\frac{\partial^2 T_2}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T_2}{\partial y^2} \right), \quad (3.7.1)$$

$$w_x \frac{\partial w_x}{\partial x} + w_y \frac{\partial w_x}{\partial y} = -\frac{1}{\rho_2} \frac{\partial p}{\partial x} + \nu_2 \left(\frac{\partial^2 w_x}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 w_x}{\partial y^2} \right), \quad (3.7.2)$$

$$w_x \frac{\partial w_y}{\partial x} + w_y \frac{\partial w_y}{\partial y} = -\frac{1}{\rho_2} \frac{\partial p}{\partial y} + \nu_2 \left(\frac{\partial^2 w_y}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 w_y}{\partial y^2} \right) + g \beta_2 (T_2 - T_5), \quad (3.7.3)$$

$$\frac{\partial w_x}{\partial x} + \frac{\partial w_y}{\partial y} = 0, \quad (3.7.4)$$

в металлической стенке трубы уравнением теплопроводности в цилиндрической системе координат:

$$\frac{\partial^2 T_1}{\partial x^2} + \frac{1}{x} \frac{\partial T_1}{\partial x} + \frac{1}{x^2} \frac{\partial^2 T_1}{\partial \Theta^2} = 0, \quad (3.7.5)$$

в стенах канала и грунте уравнениями теплопроводности в декартовой системе координат:

$$\frac{\partial^2 T_i}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T_i}{\partial y^2} = 0, \quad i=3, 4. \quad (3.7.6)$$

При постановке задачи постоянная температура, равная температуре теплоносителя:

$$T_1 = \text{const}. \quad (3.7.7)$$

На границе раздела «грунт – окружающая среда» осуществляются условия конвективного теплообмена:

$$-\lambda_4 \frac{\partial T_4}{\partial y} = \alpha(T_4 - T_5). \quad (3.7.8)$$

В местах соприкосновения слоев реализуются условия идеального теплового контакта:

$$\lambda_3 \frac{\partial T_3}{\partial x} = \lambda_4 \frac{\partial T_4}{\partial x}, \quad T_3 = T_4, \quad (3.7.9)$$

$$\lambda_3 \frac{\partial T_3}{\partial y} = \lambda_4 \frac{\partial T_4}{\partial y}, \quad T_3 = T_4. \quad (3.7.10)$$

На поверхности раздела «стенка трубы – полость канала» учтен теплообмен излучением:

$$\lambda_1 \frac{\partial T_1}{\partial x} = \lambda_2 \frac{\partial T_2}{\partial x} + \varepsilon \sigma (T_2^4 - T_3^4), \quad T_1 = T_2. \quad (3.7.11)$$

Для стенки трубы выполняется условие симметрии:

$$\frac{\partial T_1}{\partial \Theta} = 0, \quad x = 0. \quad (3.7.12)$$

На достаточно большом расстоянии от теплопровода (рисунок 3.7.1) градиенты температур в грунте равны нулю:

$$\frac{\partial T_4}{\partial x} = 0, \quad x \rightarrow \pm\infty, \quad \frac{\partial T_4}{\partial y} = 0, \quad y \rightarrow -\infty. \quad (3.7.13)$$

Скорость движения воздуха, находящегося в полости канала, (рисунок 3.7.1) на внешней поверхности трубы и внутренней поверхности стенок канала равна нулю (условия прилипания):

$$w_x = w_y = 0. \quad (3.7.14)$$

Обозначения: T – температура, К; x, y, Θ – координаты; λ – коэффициент теплопроводности, Вт/(м·К); c – теплоемкость, Дж/(кг·К); ρ – плотность, кг/м³; p – давление, Па; w_x, w_y – составляющие скорости в проекции на оси координат, м/с; ν – кинематическая вязкость, м²/с; g – ускорение силы тяжести, м/с²; β – коэффициент температурного расширения, К⁻¹; α – коэффициент теплоотдачи, Вт/(м²·К); ε – приведенная степень

черноты; σ – постоянная Стефана-Больцмана, Вт/(м²·К⁴); 1–4 – номера областей расчета (рисунок 3.7.1); 5 – окружающая среда.

Численный анализ выполнен для теплопровода, конфигурация которого аналогична конфигурациям, описанным в [228]. Рассматривался типичный для тепловых сетей РФ сборный одноячейковый железобетонный канал марки КЛс120-120 [220] с толщиной стенок 135 мм и трубопровод с диаметром условного прохода 600 мм. Расстояние от поверхности грунта до верхней части канала составляло $H = 1$ метр (рисунок 3.7.1). Температура внутренней поверхности трубы принималась равной 373 К, а температура внешней среды составляла – 273 К. Коэффициент теплоотдачи от грунта к внешней среде по аналогии с принимался равным 15 Вт/(м²·К). Расчетное значение приведенной степени черноты составляло $\varepsilon = 0.79$.

В таблице 3.7.1 приведены значения [86] теплофизических характеристик материалов и веществ, использовавшихся при проведении численных исследований.

Таблица 3.7.1 – Теплофизические характеристики материалов

Характеристика	Стенка трубы	Стенка канала	Грунт
Теплопроводность, Вт/(м·К)	57.7	1.54	1.5
Теплоемкость, Дж/(кг·К)	466	887	1150
Плотность, кг/м ³	7860	2200	1960

В таблице 3.7.2 приведены результаты расчета тепловых потерь теплопровода, работающего без тепловой изоляции Q_3 , эксплуатируемого в условиях затопления при максимальном влагонасыщении изоляционных слоев Q_2 , тепловые потери Q_1 , вычисленные в соответствии с нормативной методикой, для теплопровода, конфигурация которого аналогична рассматриваемой и тепловые потери Q_0 , рассчитанные для варианта, когда полость канала занимает воздух с относительной влажностью 100 %.

Таблица 3.7.2 – Результаты численного моделирования

Вариант расчета	Q_0	Q_1	Q_2	Q_3
Тепловые потери, Вт/м	132.29	127.43	370.66	496.39
Средняя температура в полости канала, К	298.8	298.4	343.5	371.1
Отклонение тепловых потерь от Q_0 , %	0	3.67	64.31	73.35

Результаты численного моделирования, приведенные в таблице 3.7.2, позволили сделать следующие выводы:

сопоставление между собой значений Q_0 и Q_1 показывает, что расхождение между ними не превышает 4 %;

для рассматриваемого случая рост тепловых потерь теплопровода в условиях затопления составляет 64.3 % и обусловлен в первую очередь резким увеличением теплопроводности изоляционных слоев при их увлажнении;

тепловые потери теплопровода, эксплуатируемого без тепловой изоляции, превышают проектные на 73.35 % и связаны с существенным увеличением температуры среды в полости канала (таблица 3.7.2).

Анализ структуры течения в полости канала теплопровода при его эксплуатации без тепловой изоляции позволяет говорить о том, что теплообмен в канальном пространстве реализуется в режиме естественной конвекции в замкнутом объеме, а направление линий тока идентично направлениям, описанным в [217]. При этом по результатам численного моделирования установлено, что максимальная скорость движения среды в полости канала (рисунок 3.7.1) составляет 0.073 м/с, а в среднем, для рассматриваемой задачи, скорости движения воздуха в канале на 30 % превышают соответствующие значения скоростей при работе изолированного трубопровода.

Вклад лучистой составляющей в суммарные тепловые потери рассматриваемой системы не превышает 0.1 % и объясняется тем, что при эксплуатации теплопровода без тепловой изоляции воздух в канальном

пространстве прогревается до значения практически соответствующего значению температуры теплоносителя в трубе (таблица 3.7.2).

На основании результатов численного анализа тепловых потерь (таблица 3.7.2), сделан вывод о том, что наибольший рост тепловых потерь на тепловых сетях, работающих в аварийных режимах, имеет место при эксплуатации теплопроводов без тепловой изоляции.

На рисунке 3.7.2 приведены типичные температурные поля в зоне прокладки теплотрассы: при эксплуатации теплопровода без тепловой изоляции (сплошная линия) и при работе изолированного теплопровода для случая, когда полость канала занимает воздух с относительной влажностью 100 % (штриховая линия).

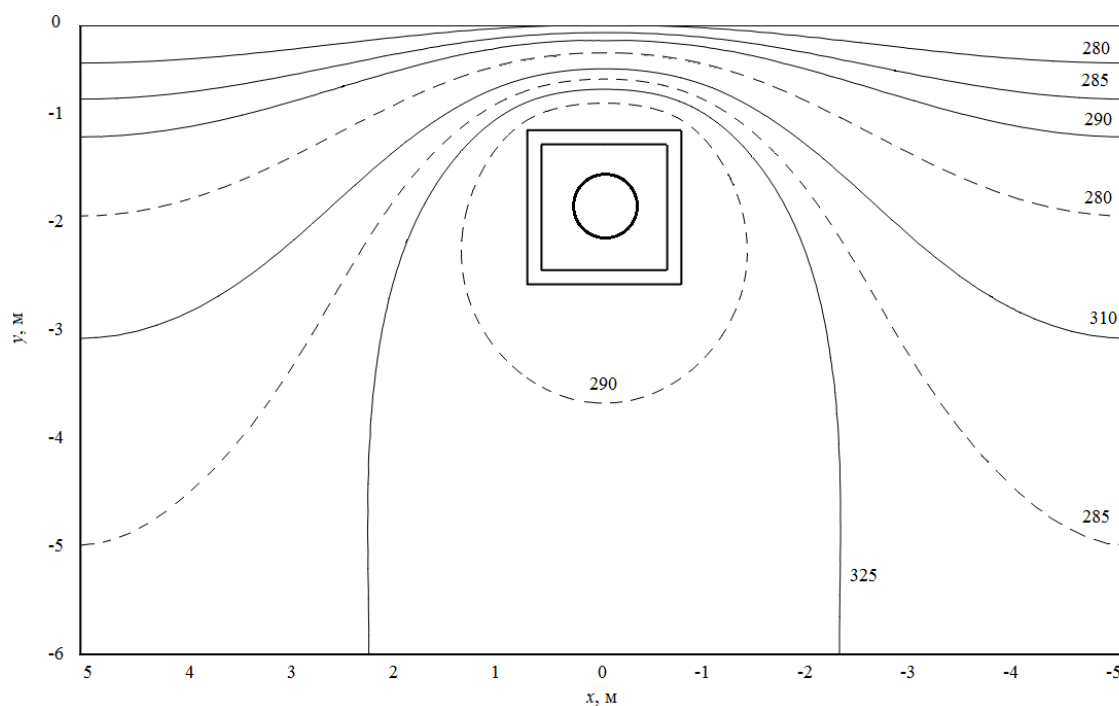


Рисунок 3.7.2 – Типичное температурное поле в рассматриваемой области

Распределения температур в рассматриваемой области решения показывают, что изотермические линии (рисунок 3.7.2) сгущаются непосредственно над теплопроводом и более разрежены при удалении от него, что соответствует представлениям о процессах теплопроводности. Рисунок 3.7.2 наглядно демонстрирует существенное изменение

температурного поля в зоне прокладки подземных канальных тепловых сетей, эксплуатируемых без тепловой изоляции. Одноименные изотермы для случаев, когда теплопровод эксплуатируется без тепловой изоляции и при работе теплопровода в штатном режиме, находятся друг от друга на расстоянии от 1.5 метров и более. Анализ температурного поля позволяет говорить о том, что «нулевая» изотермическая линия (273 К) расположена за пределами рассматриваемой области решения, что подтверждает предположение о том, что проталины над местами прокладки теплопроводов являются следствием эксплуатации подземных канальных тепловых сетей без тепловой изоляции.

3.8 Тепловые режимы и тепловые потери двухтрубных подземных канальных тепловых сетей

Известно, что наиболее распространенным видом прокладки тепловых сетей в РФ является двухтрубная прокладка трубопроводов (подающего и обратного) в одном канале [46].

Тепловые режимы и тепловые потери двухтрубных подземных канальных тепловых сетей [234–237] рассматривались на примере типичных для сетей теплоснабжения РФ конфигурации теплопроводов подземной прокладки – непроходной невентилируемый железобетонный канал и трубопроводы (подающий и обратный) изолированные минеральной ватой и защитным покровным слоем (рисунок 3.8.1).

Для рассматриваемой области (рисунок 3.8.1) решается двумерная сопряженная стационарная задача кондуктивно-конвективного теплопереноса в системе «подземный канальный двухтрубный теплопровод – окружающая среда». Решение нестационарной задачи теплопереноса для рассматриваемой системы не является целесообразным, поскольку нестационарные режимы работы теплопроводов реализуются только при

вводе тепловых сетей в эксплуатацию после плановых или внеплановых остановок и не являются характерными режимами их работы.

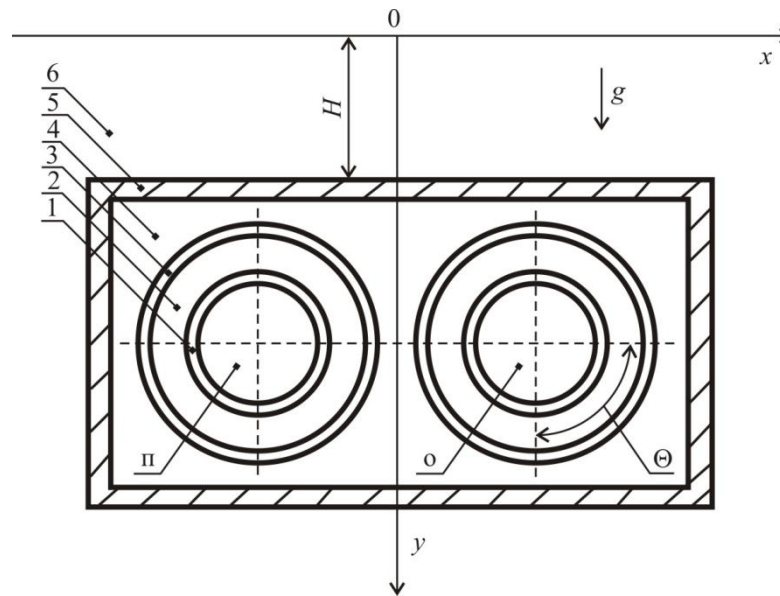


Рисунок 3.8.1 – Схема области решения: 1 – труба; 2 – тепловая изоляция; 3 – покровный слой; 4 – полость канала; 5 – стенка канала; 6 – грунт, п – подающий трубопровод; о – обратный трубопровод

Процесс переноса тепла в рассматриваемой области решения (рисунок 3.8.1) в двумерной постановке будет описываться:

для воздуха в полости канала уравнениями энергии, движения и неразрывности:

$$c\rho \left(w_x \frac{\partial T_4}{\partial x} + w_y \frac{\partial T_4}{\partial y} \right) = \lambda \left(\frac{\partial^2 T_4}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T_4}{\partial y^2} \right), \quad (3.8.1)$$

$$w_x \frac{\partial w_x}{\partial x} + w_y \frac{\partial w_x}{\partial y} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial x} + \nu \left(\frac{\partial^2 w_x}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 w_x}{\partial y^2} \right), \quad (3.8.2)$$

$$w_x \frac{\partial w_y}{\partial x} + w_y \frac{\partial w_y}{\partial y} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial y} + \nu \left(\frac{\partial^2 w_y}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 w_y}{\partial y^2} \right) + g\beta(T_4 - T_7), \quad (3.8.3)$$

$$\frac{\partial w_x}{\partial x} + \frac{\partial w_y}{\partial y} = 0, \quad (3.8.4)$$

в тепловой изоляции и покровном слое для подающего и обратного трубопроводов уравнениями теплопроводности в цилиндрической системе координат:

$$\frac{\partial^2 T_{i,n}}{\partial x^2} + \frac{1}{x} \frac{\partial T_{i,n}}{\partial x} + \frac{1}{x^2} \frac{\partial^2 T_{i,n}}{\partial \Theta^2} = 0, \quad i=2, 3, \quad (3.8.5)$$

$$\frac{\partial^2 T_{i,o}}{\partial x^2} + \frac{1}{x} \frac{\partial T_{i,o}}{\partial x} + \frac{1}{x^2} \frac{\partial^2 T_{i,o}}{\partial \Theta^2} = 0, \quad i=2, 3, \quad (3.8.6)$$

в стенках канала и грунте уравнениями теплопроводности в декартовой системе координат:

$$\frac{\partial^2 T_i}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T_i}{\partial y^2} = 0, \quad i=5, 6. \quad (3.8.7)$$

При постановке задачи принималось, что на внутренних поверхностях тепловой изоляции подающего и обратного трубопроводов поддерживается постоянная температура, равная температуре теплоносителя в трубе:

$$T_{2,n} = T_n = \text{const}, \quad (3.8.8)$$

$$T_{2,o} = T_o = \text{const}. \quad (3.8.9)$$

На границе раздела «грунт – окружающая среда» осуществляются условия конвективного теплообмена:

$$-\lambda_6 \frac{\partial T_6}{\partial y} = \alpha(T_6 - T_7). \quad (3.8.10)$$

В местах контакта слоев реализуются условия идеального теплового контакта:

$$\lambda_i \frac{\partial T_i}{\partial x} = \lambda_j \frac{\partial T_j}{\partial x}, \quad T_i = T_j, \quad i, j=4, 5, 6, i \neq j, \quad (3.8.11)$$

$$\lambda_i \frac{\partial T_i}{\partial y} = \lambda_j \frac{\partial T_j}{\partial y}, \quad T_i = T_j, \quad i, j=4, 5, 6, i \neq j, \quad (3.8.12)$$

$$\lambda_i \frac{\partial T_{i,n}}{\partial x} = \lambda_j \frac{\partial T_{j,n}}{\partial x}, \quad T_i = T_j, \quad i, j=2, 3, i \neq j, \quad (3.8.13)$$

$$\lambda_i \frac{\partial T_{i,n}}{\partial y} = \lambda_j \frac{\partial T_{j,n}}{\partial y}, \quad T_i = T_j, \quad i, j=2, 3, i \neq j, \quad (3.8.14)$$

$$\lambda_i \frac{\partial T_{i,o}}{\partial x} = \lambda_j \frac{\partial T_{j,o}}{\partial x}, \quad T_i = T_j, \quad i, j=2, 3, i \neq j, \quad (3.8.15)$$

$$\lambda_i \frac{\partial T_{i,o}}{\partial y} = \lambda_j \frac{\partial T_{j,o}}{\partial y}, \quad T_i = T_j, \quad i, j=2, 3, i \neq j. \quad (3.8.16)$$

Для тепловой изоляции и покровного слоя подающего и обратного трубопроводов выполняются условия симметрии:

$$\frac{\partial T_{i,n}}{\partial \Theta} = 0, \quad i=2, 3, \quad (3.8.17)$$

$$\frac{\partial T_{i,o}}{\partial \Theta} = 0, \quad i=2, 3. \quad (3.8.18)$$

На достаточно большом расстоянии от теплопровода (рисунок 3.8.1) градиенты температур в грунте равны нулю:

$$\frac{\partial T_6}{\partial x} = 0, \quad x \rightarrow \pm\infty, \quad (3.8.19)$$

$$\frac{\partial T_6}{\partial y} = 0, \quad y \rightarrow -\infty. \quad (3.8.20)$$

Скорость движения воздуха в полости канала (рисунок 3.8.1) на внешней поверхности покровных слоев подающего и обратного трубопроводов, а также на внутренней поверхности стенок канала равна нулю (условия прилипания):

$$w_x = w_y = 0. \quad (3.8.21)$$

Обозначения: T – температура, К; x, y, Θ – координаты; λ – коэффициент теплопроводности, Вт/(м·К); c – теплоемкость, Дж/(кг·К); ρ – плотность, кг/м³; p – давление, Па; w_x, w_y – составляющие скорости в проекции на оси координат, м/с; ν – кинематическая вязкость, м²/с; g – ускорение силы тяжести, м/с²; β – коэффициент температурного расширения, К⁻¹; α – коэффициент теплоотдачи, Вт/(м²·К); 1–6 – номера областей расчета (рисунок 3.8.1); 7 – окружающая среда; п, о – подающий и обратный трубопроводы соответственно.

Задача (3.8.1)–(3.8.21) решена методом конечных элементов [84]. Исследования проводились на неравномерной конечно-элементной сетке. Количество элементов выбиралось из условий сходимости решения.

Численные исследования проводились для трубопроводов с диаметрами условного прохода 600 мм, изолированных минеральной ватой (толщина 70 мм). Покровный слой – песчано-цементная штукатурка по

каркасу из металлической сетки толщиной 20 мм [47]. Рассматривался типичный для тепловых сетей РФ сборный одноячейковый железобетонный канал марки КЛс 210-120 [220] с толщиной стенок 135 мм. Полость канала занимал воздух с относительной влажностью 90 %. Расстояние от поверхности грунта до верхней части канала составляло $H = 1$ метр.

Таблица 3.8.1 – Среднегодовые температуры теплоносителей

Трубопровод	Температурный график, С		
	95/70	150/70	180/70
$T_{п}, K$	338	363	383
$T_{о}, K$	323		

Температуры внутренних поверхностей слоев тепловой изоляции подающего $T_{п}$ и обратного $T_{о}$ трубопроводов принимались в соответствии со среднегодовыми температурами теплоносителей в водяных тепловых сетях (таблица 3.8.1). Температура окружающей среды принималась равной средней температуре воздуха за отопительный период в городе Томск – $T_7=264,2$ К. Коэффициент теплоотдачи от грунта к окружающей среде во всех вариантах численного анализа принимался равным $\alpha=15$ Вт/(м²·К).

В таблице 3.8.2 приведены значения [86] теплофизических характеристик материалов, использованные при проведении численных исследований тепловых потерь рассматриваемой системы (рисунок 3.8.1).

Таблица 3.8.2 – Теплофизические характеристики материалов

Материал	Тепловая изоляция	Покровный слой	Стенка канала	Грунт
$\lambda, \text{Вт}/(\text{м}\cdot\text{К})$	0.059	0.87	1.54	1.3
$c, \text{Дж}/(\text{кг}\cdot\text{К})$	670	837	887	959
$\rho, \text{кг}/\text{м}^3$	206	1750	2200	1700

В таблице 3.8.3 приведены величины тепловых потерь Q рассматриваемого теплопровода (рисунок 3.8.1) в зависимости от реализуемого температурного графика. Так же в таблице 3.8.3 представлены расчеты тепловых потерь $Q_{\text{сп}}$ с использованием действующих правил по проектированию тепловой защиты трубопроводов тепловых сетей [44] для конфигурации теплопровода соответствующей рассматриваемой системе (рисунок 3.8.1).

Таблица 3.8.3 – Результаты численного исследования

Температурный график, С	Q , Вт/м	$Q_{\text{сп}}$, Вт/м	w_{max} , м/с	δ , %
95/70	146,58	133,01	0,0284	9,26
150/70	174,16	158,09	0,0362	9,23
180/70	196,46	178,15	0,0374	9,32

Результаты численных экспериментов, приведенные в таблице 3.8.3, позволили сделать вывод об ожидаемом увеличении тепловых потерь Q и $Q_{\text{сп}}$ теплопроводов с ростом температуры теплоносителя в подающих трубопроводах. Сопоставление результатов численного анализа тепловых потерь Q с результатами расчетов $Q_{\text{сп}}$, проведенных по нормативной методике, показывает, что расхождение в результатах δ (таблица 3.8.3) составляет величину не более 10 %. Здесь следует отметить, что для однострубных теплопроводов это расхождение не превышало 4 %.

Основные результаты численного моделирования приведены в таблице 3.8.3 и на рисунках 3.8.2–3.3.8.4. На рисунках 3.8.2–3.8.4 представлены типичные распределения основных характеристик рассматриваемой системы (рисунок 3.8.1) для температурного графика 95/70 С (таблица 3.8.1).

На рисунке 3.8.2 приведено типичное температурное поле грунта в зоне прокладки теплопровода.

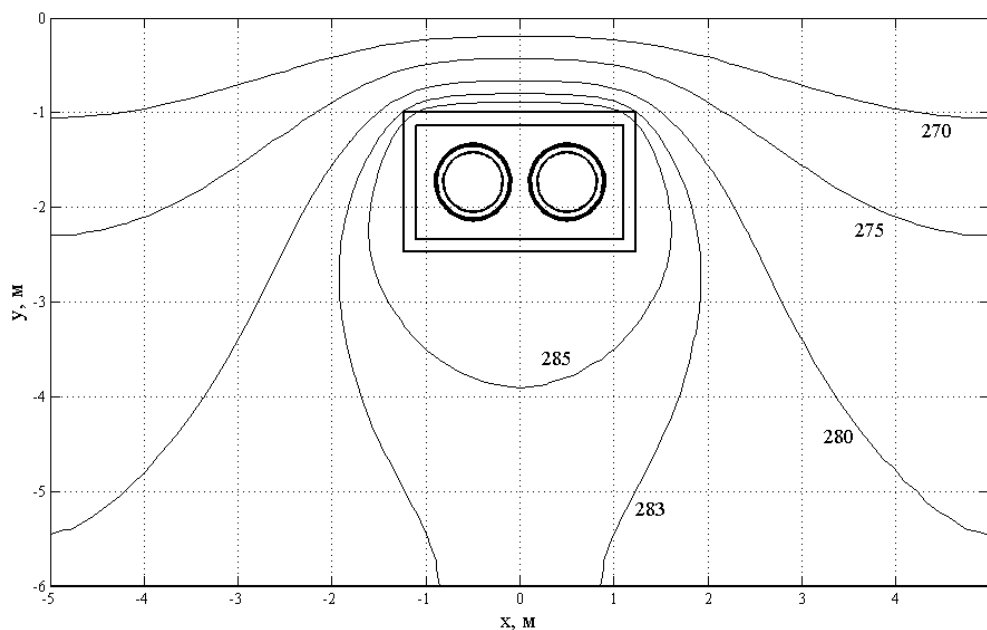


Рисунок 3.8.2 – Температурное поле грунта в зоне прокладки теплопровода

Установлено, что изотермические линии (рисунок 3.8.2) сгущаются у поверхности грунта непосредственно над теплопроводом и более разрежены при удалении от теплопровода, что отражает реальный режим работы теплотрубопровода и качественно соответствует результатам исследований, приведенным в [205]. Математические модели и методики расчета тепловых потерь [205], апробированные на практике и показавшие вполне удовлетворительное согласие с данными испытаний участков теплосетей, имеют ряд ограничений, основным из которых является отсутствие учета влияния свободно-конвективного движения воздуха в полости канала теплопровода (рисунок 3.8.1).

На рисунках 3.8.3, 3.8.4 приведены типичное поле скорости и линии тока в полости канала двухтрубного теплопровода. Видно, что в полости канала теплообмен осуществляется в условиях естественной конвекции в замкнутом объеме.

Структура течения воздуха в полости канала двухтрубного теплопровода является достаточно сложной и состоит из основного циркуляционного течения и нескольких вторичных вихрей (рисунок 3.8.3). Основное циркуляционное течение направлено от более нагретого

подающего трубопровода к менее нагретому – обратному трубопроводу в верхней части канала и в обратном направлении в нижней части воздушной полости. Вторичные вихри обусловлены влиянием подающего и обратного трубопроводов на основное циркуляционное течение и достаточно интенсивным теплоотводом по периметру канала.

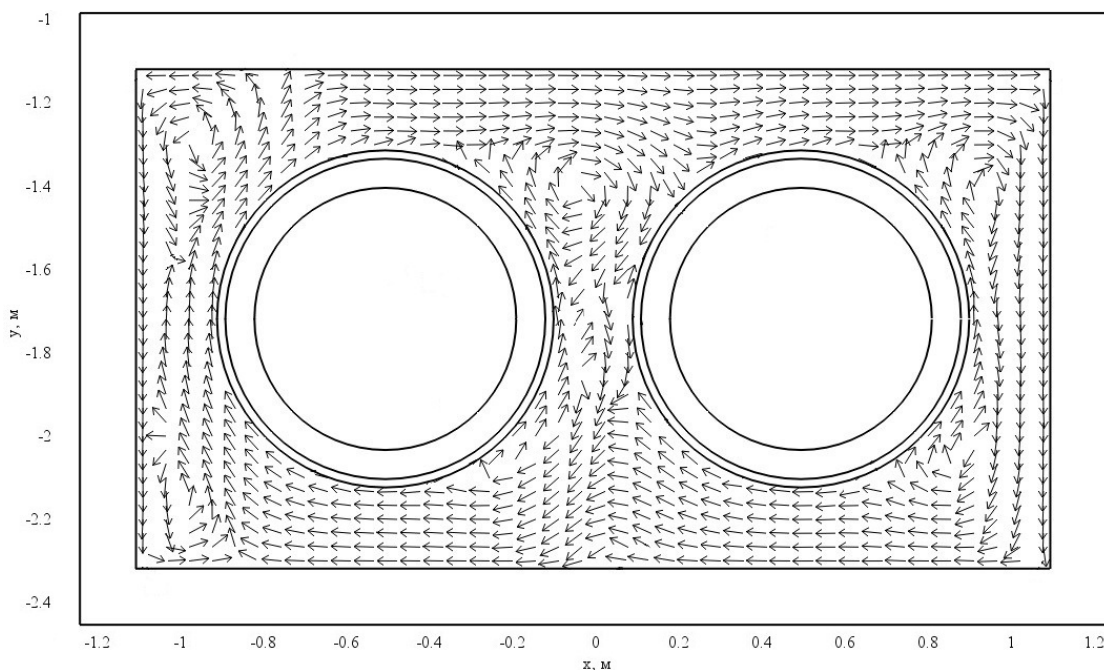


Рисунок 3.8.3 – Типичное поле скорости потока воздуха в полости канала теплопровода

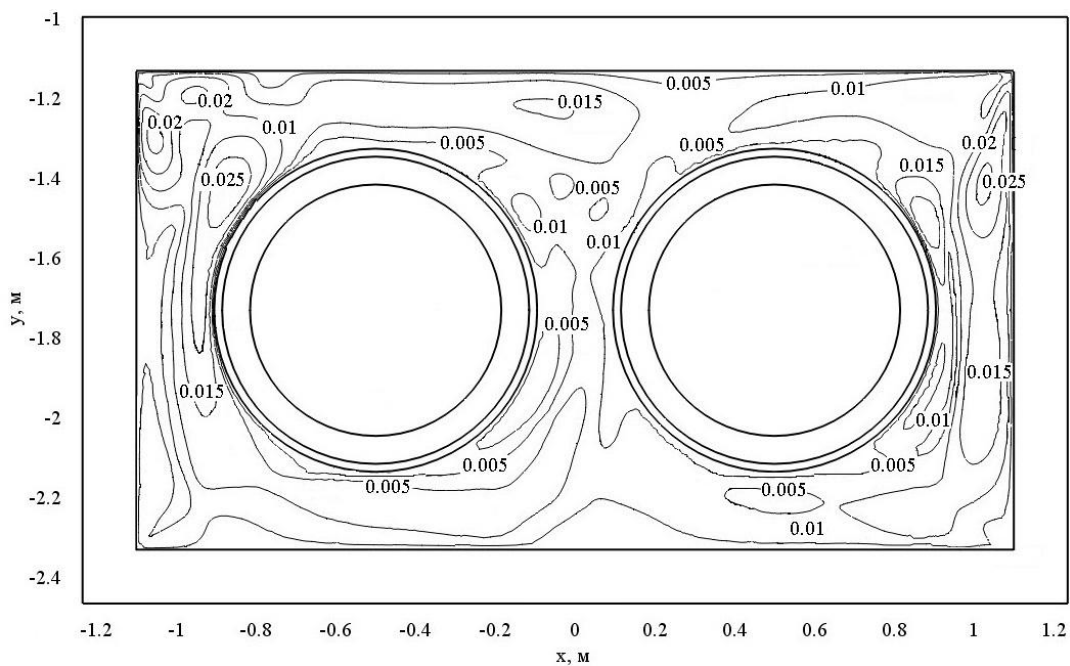


Рисунок 3.8.4 – Линии тока воздуха в полости канала теплопровода

По результатам численного моделирования установлено, что, в зависимости от реализуемого температурного графика, максимальная скорость w_{\max} (таблица 3.8.3) движения воздуха в полости двухтрубного канала (рисунок 3.8.4) лежит в диапазоне от 0,0284 м/с до 0,0374 м/с и определяется величиной подъемной силы, учтенной в уравнении (3.8.3).

Результаты численного моделирования, приведенные в данном параграфе, подтверждают необходимость перехода к сопряженным постановкам задач при проведении прогностических исследований тепловых режимов систем транспортировки тепла.

3.9 Влияние радиационного теплообмена в полости двухтрубного канального теплопровода на его тепловые потери

Достаточно высокие значения температур в полостях каналов теплопроводов обосновывают необходимость оценки влияния теплового излучения на режимы работы и тепловые потери рассматриваемых систем. При анализе влияния радиационного теплообмена в полости двухтрубного канального теплопровода на его тепловые потери рассматривается типичный вариант прокладки тепловых сетей, описанный в п. 3.8. Для рассматриваемой области (рисунок 3.8.1) решается двумерная сопряженная стационарная задача кондуктивно-конвективно-радиационного теплопереноса в системе «подземный канальный двухтрубный теплопровод – окружающая среда».

При постановке задачи приняты допущения аналогичные, описанным в п. 3.8. В этом случае процесс переноса тепла в рассматриваемой области решения (рисунок 3.8.1) с учетом радиационного теплообмена в полости канала будет описываться [238]:

для воздуха в полости канала уравнениями энергии, движения и неразрывности:

$$c\rho \left(w_x \frac{\partial T_4}{\partial x} + w_y \frac{\partial T_4}{\partial y} \right) = \lambda \left(\frac{\partial^2 T_4}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T_4}{\partial y^2} \right), \quad (3.9.1)$$

$$w_x \frac{\partial w_x}{\partial x} + w_y \frac{\partial w_x}{\partial y} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial x} + \nu \left(\frac{\partial^2 w_x}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 w_x}{\partial y^2} \right), \quad (3.9.2)$$

$$w_x \frac{\partial w_y}{\partial x} + w_y \frac{\partial w_y}{\partial y} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial y} + \nu \left(\frac{\partial^2 w_y}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 w_y}{\partial y^2} \right) + g\beta(T_4 - T_7), \quad (3.9.3)$$

$$\frac{\partial w_x}{\partial x} + \frac{\partial w_y}{\partial y} = 0; \quad (3.9.4)$$

в тепловой изоляции и покровном слое для подающего и обратного трубопроводов уравнениями теплопроводности в цилиндрической системе координат:

$$\frac{\partial^2 T_{i,n}}{\partial x^2} + \frac{1}{x} \frac{\partial T_{i,n}}{\partial x} + \frac{1}{x^2} \frac{\partial^2 T_{i,n}}{\partial \Theta^2} = 0, \quad i=2, 3, \quad (3.9.5)$$

$$\frac{\partial^2 T_{i,o}}{\partial x^2} + \frac{1}{x} \frac{\partial T_{i,o}}{\partial x} + \frac{1}{x^2} \frac{\partial^2 T_{i,o}}{\partial \Theta^2} = 0, \quad i=2, 3; \quad (3.9.6)$$

в стенах канала и грунте уравнениями теплопроводности в декартовой системе координат:

$$\frac{\partial^2 T_i}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T_i}{\partial y^2} = 0, \quad i=5, 6. \quad (3.9.7)$$

При постановке задачи принималось, что на внутренних поверхностях тепловой изоляции подающего и обратного трубопроводов поддерживается постоянная температура, равная температуре теплоносителя в трубе:

$$T_{2,n} = T_n = \text{const}, \quad (3.9.8)$$

$$T_{2,o} = T_o = \text{const}. \quad (3.9.9)$$

На границе раздела «грунт – окружающая среда» осуществляются условия конвективного теплообмена:

$$-\lambda_6 \frac{\partial T_6}{\partial y} = \alpha(T_6 - T_7). \quad (3.9.10)$$

В местах соприкосновения слоев реализуются условия идеального теплового контакта:

$$\lambda_i \frac{\partial T_i}{\partial x} = \lambda_j \frac{\partial T_j}{\partial x}, \quad T_i = T_j, \quad i, j=4, 5, 6, i \neq j, \quad (3.9.11)$$

$$\lambda_i \frac{\partial T_i}{\partial y} = \lambda_j \frac{\partial T_j}{\partial y}, \quad T_i = T_j, \quad i, j=4, 5, 6, i \neq j, \quad (3.9.12)$$

$$\lambda_i \frac{\partial T_{i,n}}{\partial x} = \lambda_j \frac{\partial T_{j,n}}{\partial x}, \quad T_i = T_j, \quad i, j=2, 3, i \neq j, \quad (3.9.13)$$

$$\lambda_i \frac{\partial T_{i,n}}{\partial y} = \lambda_j \frac{\partial T_{j,n}}{\partial y}, \quad T_i = T_j, \quad i, j=2, 3, i \neq j, \quad (3.9.14)$$

$$\lambda_i \frac{\partial T_{i,o}}{\partial x} = \lambda_j \frac{\partial T_{j,o}}{\partial x}, \quad T_i = T_j, \quad i, j=2, 3, i \neq j, \quad (3.9.15)$$

$$\lambda_i \frac{\partial T_{i,o}}{\partial y} = \lambda_j \frac{\partial T_{j,o}}{\partial y}, \quad T_i = T_j, \quad i, j=2, 3, i \neq j. \quad (3.9.16)$$

На поверхностях раздела «покровный слой – полость канала» для подающего и обратного трубопроводов учтен теплообмен излучением:

$$\lambda_3 \frac{\partial T_{3,n}}{\partial x} = \lambda_4 \frac{\partial T_{4,n}}{\partial x} + \varepsilon_{np} \sigma [T_{4,n}^4 - T_5^4], \quad T_{3,n} = T_{4,n}, \quad (3.9.17)$$

$$\lambda_3 \frac{\partial T_{3,o}}{\partial x} = \lambda_4 \frac{\partial T_{4,o}}{\partial x} + \varepsilon_{np} \sigma [T_{4,o}^4 - T_5^4], \quad T_{3,o} = T_{4,o}. \quad (3.9.18)$$

Для тепловой изоляции и покровного слоя подающего и обратного трубопроводов выполняются условия симметрии:

$$\frac{\partial T_{i,n}}{\partial \Theta} = 0, \quad i=2, 3, \quad (3.9.19)$$

$$\frac{\partial T_{i,o}}{\partial \Theta} = 0, \quad i=2, 3. \quad (3.9.20)$$

На достаточно большом расстоянии от теплопровода (рисунок 3.8.1) градиенты температур в грунте равны нулю:

$$\frac{\partial T_6}{\partial x} = 0, \quad x \rightarrow \pm\infty, \quad (3.9.21)$$

$$\frac{\partial T_6}{\partial y} = 0, \quad y \rightarrow -\infty. \quad (3.9.22)$$

Скорость движения воздуха в полости канала (рисунок 3.8.1) на внешней поверхности покровных слоев подающего и обратного трубопроводов, а также на внутренней поверхности стенок канала равна нулю (условия прилипания):

$$w_x = w_y = 0. \quad (3.9.23)$$

Обозначения: T – температура, К; x, y, Θ – координаты; λ – коэффициент теплопроводности, Вт/(м·К); c – теплоемкость, Дж/(кг·К); ρ – плотность, кг/м³; p – давление, Па; w_x, w_y – составляющие скорости в проекции на оси координат, м/с; ν – кинематическая вязкость, м²/с; g – ускорение силы тяжести, м/с²; β – коэффициент температурного расширения, К⁻¹; α – коэффициент теплоотдачи, Вт/(м²·К); ε – степень черноты; σ – постоянная Стефана – Больцмана, Вт/(м²·К⁴); 1–6 – номера областей расчета (рисунок 3.8.1); 7 – окружающая среда; п, о – подающий и обратный трубопроводы соответственно, пр – приведенный.

Температуры внутренних поверхностей слоев тепловой изоляции подающего и обратного трубопроводов приняты равными $T_{\text{п}}=363$ К и $T_{\text{о}}=323$ К и соответствовали среднегодовым температурам теплоносителя в подающих и обратных трубопроводах водяных тепловых сетей при их работе по одному из основных температурных графиков [46] – 150/70 °С. Температура окружающей среды во всех вариантах численного анализа принималась равной средней температуре воздуха за отопительный период в городе Томск – $T_7=264,2$ К. Значение коэффициента теплоотдачи от грунта к окружающей среде составляло $\alpha=5$ Вт/(м²·К).

В таблице 3.9.1 приведены значения [86, 223] теплофизических характеристик тепловой изоляции, покровного слоя, стенок канала и грунта, использованные при проведении численных исследований (рисунок 3.8.1).

Таблица 3.9.1 – Теплофизические характеристики материалов

Материал	Тепловая изоляция	Покровный слой	Стенка канала	Грунт
λ , Вт/(м·К)	0,059	0,87	1,54	3,7
c , Дж/(кг·К)	670	837	887	1005
ρ , кг/м ³	206	1750	2200	2000
ε	–	0,8	0,85	–

В таблице 3.9.2 приведены величины тепловых потерь рассматриваемого теплопровода (рисунок 3.8.1) с учетом и без учета теплового излучения. Так же в таблице 3.9.2 представлены результаты расчета тепловых потерь с использованием действующих правил по проектированию тепловой защиты трубопроводов тепловых сетей [44] для конфигурации теплопровода, соответствующей рассматриваемой системе (рисунок 3.8.1).

Таблица 3.9.2 – Результаты расчета тепловых потерь

Вариант расчета	Без учета теплового излучения	С учетом теплового излучения	Нормативная методика
Тепловые потери, Вт/м	213,36	262,54	209,01

Анализ результатов, приведенных в таблице 3.9.2, позволяют сделать следующие выводы:

1. Учет теплообмена излучением в полости канала теплопровода приводит к увеличению тепловых потерь на 18,73 %, что позволяет утверждать о необходимости учета этого процесса при прогностическом моделировании тепловых режимов систем транспортировки тепла;
2. Расхождение между результатами расчетов, проведенными с использованием модели (3.9.1)–(3.9.23) и по нормативной методике [44], составляет 20,39 %, что подтверждает необходимость перехода к сопряженным постановкам задач при проведении исследований тепловых режимов и тепловых потерь систем транспортировки тепла и необходимость корректировки действующих правил [44] по проектированию тепловой изоляции трубопроводов, проложенных канальным способом.

На рисунке 3.9.1 приведено типичное температурное поле грунта в зоне прокладки двухтрубного теплопровода с учетом теплового излучения в полости канала. Расположение изотермических линий на рисунке 3.9.1 хорошо согласуется с температурным полем на рисунке 3.8.2. Однако одноименные изотермы смещены друг относительно друга. Это обстоятельство и результаты расчета тепловых потерь (таблица 3.9.2) позволяют утверждать о необходимости учета теплообмена излучением в полости канала теплопровода при проведении численного анализа тепловых режимов и тепловых потерь подземных канальных тепловых сетей.

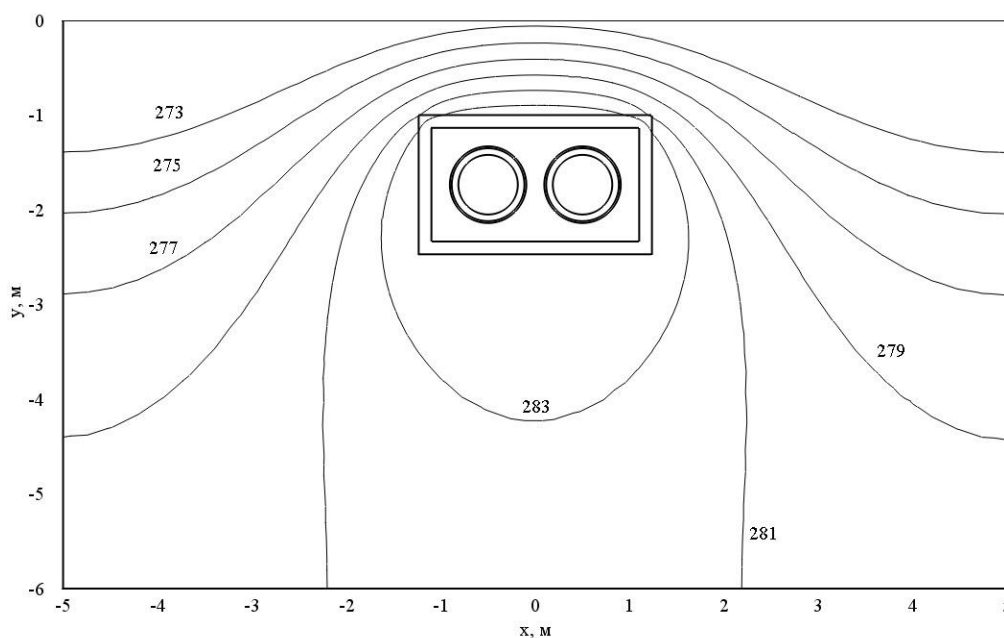


Рисунок 3.9.1 – Температурное поле грунта в зоне прокладки теплопровода

Структура течения воздуха в полости канала двухтрубного теплопровода является достаточно сложной, состоит из основного циркуляционного течения и нескольких вторичных вихрей и повторяет описанную в предыдущем параграфе.

По результатам численного моделирования установлено, что максимальная скорость движения воздуха в полости канала двухтрубного теплопровода не превышает 0,05 м/с и определяется величиной подъемной

силы, учтенной в уравнении (3.9.3). Также установлено, что в полости канала распределение температур имеет существенно неравномерный характер, что объясняется сложной структурой движения воздуха.

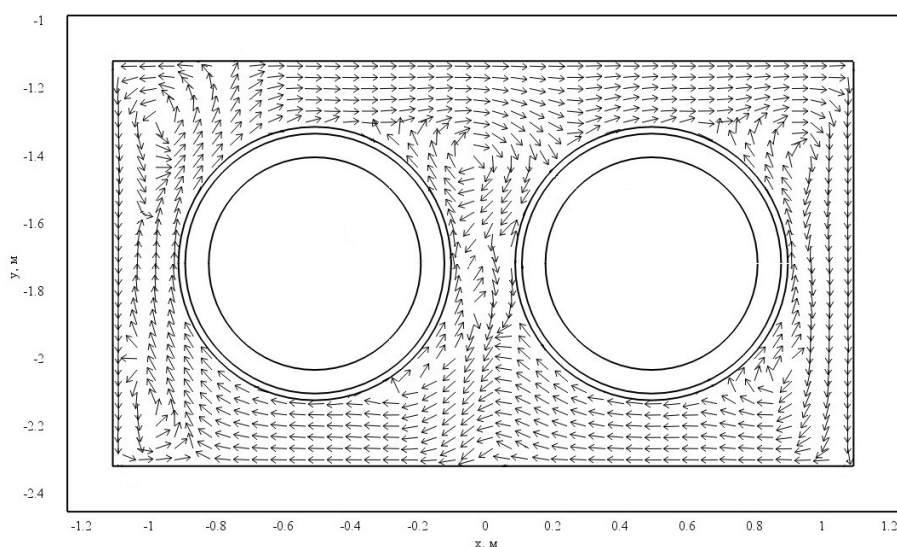


Рисунок 3.9.2 – Структура течения воздуха в полости канала теплопровода

3.10 Тепловые потери двухтрубных подземных канальных теплопроводов тепловых сетей в условиях затопления с учетом конвективного движения среды в полости канала

При исследовании тепловых потерь двухтрубных подземных канальных теплопроводов тепловых сетей в условиях затопления с учетом конвективного движения среды в полости канала рассматривался типичный вариант прокладки тепловых сетей, аналогичный описанным в [234–238]. Предполагалось, что теплопровод эксплуатируется в условиях затопления: полость канала (рисунок 3.8.1) заполнена водой, а покровный слой и тепловая изоляция увлажнены. Для рассматриваемой области (рисунок 3.8.1) решена двумерная сопряженная стационарная задача конвективно-кондуктивного теплопереноса в системе «слой тепловой изоляции – покровный слой – полость канала – стенка канала – грунт – окружающая среда».

Для этого случая процесс переноса тепла в рассматриваемой области решения (рисунок 3.8.1) в двумерной постановке описывается следующими уравнения с соответствующими краевыми условиями:

$$\text{ср} \left(w_x \frac{\partial T_4}{\partial x} + w_y \frac{\partial T_4}{\partial y} \right) = \lambda \left(\frac{\partial^2 T_4}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T_4}{\partial y^2} \right), \quad (3.10.1)$$

$$w_x \frac{\partial w_x}{\partial x} + w_y \frac{\partial w_x}{\partial y} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial x} + \nu \left(\frac{\partial^2 w_x}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 w_x}{\partial y^2} \right), \quad (3.10.2)$$

$$w_x \frac{\partial w_y}{\partial x} + w_y \frac{\partial w_y}{\partial y} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial y} + \nu \left(\frac{\partial^2 w_y}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 w_y}{\partial y^2} \right) + g\beta(T_4 - T_7), \quad (3.10.3)$$

$$\frac{\partial w_x}{\partial x} + \frac{\partial w_y}{\partial y} = 0, \quad (3.10.4)$$

$$\frac{\partial^2 T_{i,n}}{\partial x^2} + \frac{1}{x} \frac{\partial T_{i,n}}{\partial x} + \frac{1}{x^2} \frac{\partial^2 T_{i,n}}{\partial \Theta^2} = 0, \quad i=2, 3, \quad (3.10.5)$$

$$\frac{\partial^2 T_{i,o}}{\partial x^2} + \frac{1}{x} \frac{\partial T_{i,o}}{\partial x} + \frac{1}{x^2} \frac{\partial^2 T_{i,o}}{\partial \Theta^2} = 0, \quad i=2, 3, \quad (3.10.6)$$

$$\frac{\partial^2 T_i}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T_i}{\partial y^2} = 0, \quad i=5, 6. \quad (3.10.7)$$

$$T_{2,n} = T_n = \text{const}, \quad (3.10.8)$$

$$T_{2,o} = T_o = \text{const}. \quad (3.10.9)$$

$$-\lambda_6 \frac{\partial T_6}{\partial y} = \alpha(T_6 - T_7), \quad (3.10.10)$$

$$\lambda_i \frac{\partial T_i}{\partial x} = \lambda_j \frac{\partial T_j}{\partial x}, \quad T_i = T_j, \quad i, j=4, 5, 6, i \neq j, \quad (3.10.11)$$

$$\lambda_i \frac{\partial T_i}{\partial y} = \lambda_j \frac{\partial T_j}{\partial y}, \quad T_i = T_j, \quad i, j=4, 5, 6, i \neq j, \quad (3.10.12)$$

$$\lambda_i^{\text{эф}} \frac{\partial T_{i,n}}{\partial x} = \lambda_j^{\text{эф}} \frac{\partial T_{j,n}}{\partial x}, \quad T_i = T_j, \quad i, j=2, 3, i \neq j, \quad (3.10.13)$$

$$\lambda_i^{\text{эф}} \frac{\partial T_{i,n}}{\partial y} = \lambda_j^{\text{эф}} \frac{\partial T_{j,n}}{\partial y}, \quad T_i = T_j, \quad i, j=2, 3, i \neq j, \quad (3.10.14)$$

$$\lambda_i^{\text{эф}} \frac{\partial T_{i,o}}{\partial x} = \lambda_j^{\text{эф}} \frac{\partial T_{j,o}}{\partial x}, \quad T_i = T_j, \quad i, j=2, 3, i \neq j, \quad (3.10.15)$$

$$\lambda_i^{\text{эф}} \frac{\partial T_{i,0}}{\partial y} = \lambda_j^{\text{эф}} \frac{\partial T_{j,0}}{\partial y}, \quad T_i = T_j, \quad i, j=2, 3, i \neq j, \quad (3.10.16)$$

$$\frac{\partial T_{i,n}}{\partial \Theta} = 0, \quad i=2, 3, \quad (3.10.17)$$

$$\frac{\partial T_{i,0}}{\partial \Theta} = 0, \quad i=2, 3. \quad (3.10.18)$$

$$\frac{\partial T_6}{\partial x} = 0, \quad x \rightarrow \pm\infty, \quad (3.10.19)$$

$$\frac{\partial T_6}{\partial y} = 0, \quad y \rightarrow -\infty. \quad (3.10.20)$$

Скорость движения воды в полости канала (рисунок 3.8.1) на внешней поверхности покровных слоев подающего и обратного трубопроводов, а также на внутренней поверхности стенок канала равна нулю (условия прилипания):

$$w_x = w_y = 0. \quad (3.10.21)$$

Теплофизические свойства покровного слоя и тепловой изоляции (рисунок 3.8.1) в условиях их увлажнения определялись как эффективные с учетом объемной доли воды в пористой структуре материалов:

$$\lambda_2^{\text{эф}} = \lambda_2 \varphi_2 + \lambda_{\text{в}} \varphi_{\text{в}}, \quad \lambda_3^{\text{эф}} = \lambda_3 \varphi_3 + \lambda_{\text{в}} \varphi_{\text{в}}.$$

Максимально возможное объемное содержание воды в покровном слое и тепловой изоляции ограничено значениями открытой пористости материалов и не превышает 73 % [101].

Обозначения: c – теплоемкость, Дж/(кг·К); g – ускорение силы тяжести, м/с²; H – расстояние от поверхности грунта до верхней части канала, м; p – давление, Па; Q – тепловые потери затопленного двухтрубного подземного канального теплопровода, Вт/м; Q_0 – тепловые потери, рассчитанные для варианта когда полость канала занимает воздух с относительной влажностью 90 %, Вт/м; $Q_{\text{СП}}$ – тепловые потери, рассчитанные по нормативной методике, Вт/м; T – температура, К; w_x, w_y – составляющие скорости в проекции на оси координат, м/с; x, y – координаты, м; α – коэффициент теплоотдачи, Вт/(м²·К); β – коэффициент температурного расширения, К⁻¹; Θ –

координата, м; λ – коэффициент теплопроводности, Вт/(м·К); ν – кинематическая вязкость, м²/с; ρ – плотность, кг/м³; φ – объемная доля; 1 – металлическая стенка трубы; 2 – слой тепловой изоляции; 3 – покровный слой; 4 – полость канала; 5 – железобетонная стенка канала; 6 – грунт; 7 – окружающая среда; в – вода; о – обратный трубопровод; п – подающий трубопровод; эф – эффективный.

В таблице 3.10.1 приведены значения [86] теплофизических характеристик тепловой изоляции, покровного слоя, стенок канала и грунта, использованные при проведении численных исследований.

Численный анализ выполнен для теплопровода, конфигурация которого аналогична приведенной в предыдущем параграфе: диаметр условного прохода 600 мм, изоляция – минеральная вата (толщина 70 мм), покровный слой – песчано-цементная штукатурка по каркасу из металлической сетки толщиной 20 мм. Рассматривался типичный для тепловых сетей РФ сборный одноячейковый железобетонный канал марки КЛс210-120 [220] с толщиной стенок 135 мм. Расстояние от поверхности грунта до верхней части канала составляло $H = 1$ метр (рисунок 3.8.1).

Таблица 3.10.1 – Теплофизические характеристики материалов

Материал	Тепловая изоляция	Покровный слой	Стенка канала	Грунт
λ , Вт/(м·К)	0.059	0.87	1.54	1.3
c , Дж/(кг·К)	670	837	887	959
ρ , кг/м ³	206	1750	2200	1700

Температуры внутренних поверхностей слоев тепловой изоляции подающего и обратного трубопроводов (рисунок 3.8.1) принимались в соответствии со среднегодовыми температурами теплоносителей в водяных тепловых сетях, работающих по температурному графику 95/70 [46].

Температура окружающей среды принималась равной средней температуре воздуха за отопительный период в г. Томске и составляла

264.2 К. Коэффициент теплоотдачи от грунта к окружающей среде во всех вариантах численного анализа принимался равным $15 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$.

В таблице 3.10.2 приведены результаты численного анализа тепловых потерь Q затопленного двухтрубного подземного канального теплопровода (рисунок 3.8.1) в зависимости от значений объемной доли воды φ_v в пористой структуре тепловой изоляции и покровного слоя, тепловые потери $Q_{\text{СП}}$, вычисленные в соответствии с методикой [44], для теплопровода конфигурация которого аналогична рассматриваемой в данной работе и тепловые потери Q_0 , рассчитанные для варианта когда полость канала занимает воздух с относительной влажностью 90 %.

Таблица 3.10.2 – Результаты численного анализа тепловых потерь

Вариант расчета	Q_0	$Q_{\text{СП}}$	Q				
φ_v	0.0		0.1	0.25	0.5	0.73	
Тепловые потери, Вт/м	146.58	133.01	147.87	207.16	253.74	290.76	307.86
Средняя температура среды в полости канала, К	291.88	291.50	292.12	300.22	308.45	314.90	317.89
$\delta_0 = \frac{Q - Q_0}{Q} 100\%$	–	–	0.75	29.24	42.23	49.59	52.39

Результаты численного анализа тепловых потерь, приведенные в таблице 3.10.2, иллюстрируют ожидаемое увеличение тепловых потерь рассматриваемого теплопровода в условиях затопления. Для рассматриваемого случая увеличение тепловых потерь теплопровода в условиях затопления δ_0 составляет от 0.75 % до 52.39 %.

Сопоставление между собой значений Q_0 и $Q_{\text{СП}}$ позволяет сделать вывод о том, что расхождение не превышает 10 % и объясняется тем, что

подход к анализу тепловых потерь тепловых сетей [236] учитывает влажность воздуха, находящегося в полости канала (рисунок 3.8.1).

Интересным является анализ тепловых потерь рассматриваемой системы (рисунок 3.8.1) в условиях затопления без увлажнения теплозащитных слоев (при $\varphi_v=0.0$). В этом случае рост теплотерь δ_0 в условиях затопления по сравнению с потерями, когда полость канала занимает влажный воздух, составляет 0.75 %. Этот результат объясняется тем, что средние температуры сред в полости канала (влажный воздух или вода) отличаются друг от друга незначительно. Разница в значениях средних температур среды в полости канала в этих условиях составляет не более 0.25 К (таблица 3.10.2). К тому же анализ скоростей движения сред, заполняющих полость канала, свидетельствует о том, что при эксплуатации теплопровода в условиях затопления типичные значения скоростей движения воды на порядок ниже, чем скорости движения влажного воздуха в подземном канале теплопровода [236]. Эти положения позволяют утверждать о том, что конвективное движение воды в полости канала теплопровода, эксплуатируемого в условиях затопления, не оказывает существенного влияния на интенсификацию тепловых потерь, следовательно, увеличение теплотерь теплопроводов, работающих в условиях затопления, в первую очередь связано с ростом эффективной теплопроводности изоляционных слоев при их увлажнении.

На рисунке 3.10.1 приведены типичные температурные поля в зоне прокладки теплопровода: в условиях затопления канала тепловой сети при $\varphi_v=0.73$ [541] и в случае, когда полость канала занимает воздух с относительной влажностью 90 % (изотермы отмечены индексом «*»).

Распределения температур в рассматриваемой области решения показывает, что изотермические линии (рисунок 3.10.1) сгущаются непосредственно над теплопроводом и более разрежены при удалении от него, что соответствует представлениям о процессах теплопроводности и хорошо согласуется с результатами исследований [236] и теоретическими

работами по теплопереносу в зонах размещения теплопроводов [205–209]. Одноименные изотермы для случаев, когда полость канала занимает влажный воздух и когда теплопровод работает в условиях затопления при $\phi_B=0.73$, находятся на значительном расстоянии друг от друга, что наглядно демонстрирует существенное изменение температурного поля в зоне прокладки теплопровода в условиях затопления канала тепловой сети.

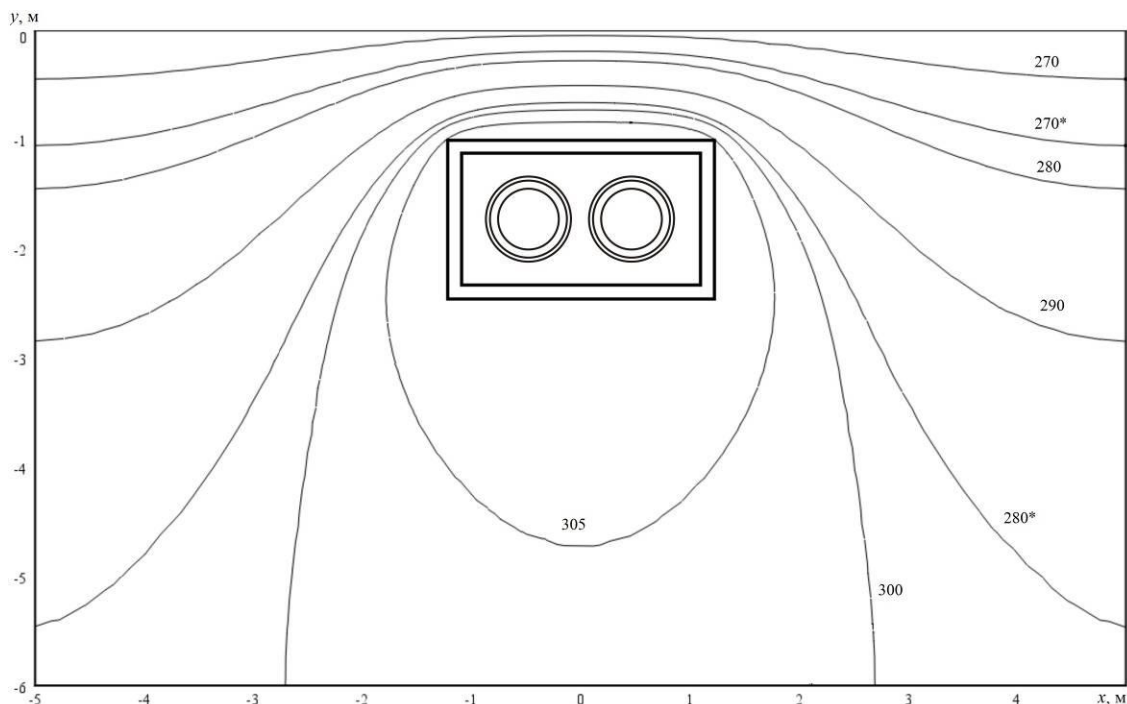


Рисунок 3.10.1 – Температурные поля в зоне прокладки теплопровода

Анализ структуры течения в полости канала теплопровода при его затоплении позволяет говорить о том, что теплообмен в канальном пространстве реализуется в соответствии с режимами естественной конвекции в замкнутом объеме, а направление линий тока полностью идентично приведенным в [236].

3.11 Влияние вида конструкции подземной канальной тепловой сети на ее тепловые режимы и тепловые потери

Одним из основных типов прокладки тепловых сетей в РФ является двухтрубная подземная прокладка трубопроводов в железобетонных каналах. При этом можно выделить два наиболее типичных вида конструкции канальной тепловой сети – это прокладка труб в одноячейковых (рисунок 3.11.1б) и двухячейковых (рисунок 3.11.1а) каналах [47].

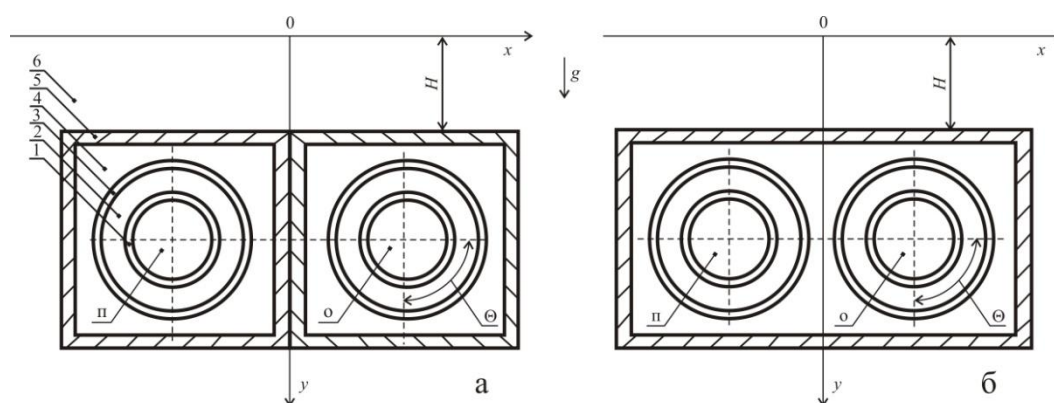


Рисунок 3.11.1 – Типичные конструкции тепловых сетей:

а – двухячейковый канал; б – одноячейковый канал; 1 – труба; 2 – тепловая изоляция; 3 – покровный слой; 4 – полость канала; 5 – стенка канала; 6 – грунт, п – подающий трубопровод; о – обратный трубопровод

В строительных правилах [44] приведено описание нормативной методики теплового расчета тепловых сетей при подземной прокладке в непроходных (одноячейковых) каналах. Методика [44] базируется на балансовых соотношениях стационарной теплопроводности и позволяет вычислять тепловые потери одно- и многотрубных теплопроводов. Однако такой подход к оценке тепловых потерь [44] не учитывает влияние вида конструкции канальной тепловой сети на ее тепловые режимы и тепловые потери (перегородки между трубами (рисунок 3.11.1а)). Объясняется это тем, что незначительное изменение геометрических характеристик подземных

каналов тепловых сетей (перегородки между трубопроводами) приводит к существенному усложнению алгоритма и метода решения задачи теплопереноса для рассматриваемой системы (рисунок 3.11.1а).

Эта проблема решена использованием современных подходов к моделированию тепловых режимов и тепловых потерь систем транспортировки тепла, основанных на численном моделировании физических процессов [241].

Рассматривается одна из типичных для РФ конфигурация теплопроводов подземной прокладки – непроходной невентилируемый двухячейковый железобетонный канал и трубопроводы (подающий и обратный) изолированные минеральной ватой и защитным покровным слоем (рисунок 3.11.1а).

Для рассматриваемой области (рисунок 3.11.1а) решена двумерная сопряженная стационарная задача конвективно-кондуктивного теплопереноса в системе «подземный канальный двухячейковый теплопровод – окружающая среда».

При постановке задачи приняты следующие основные допущения:

1. Не рассматриваются процессы переноса тепла в теплоносителях и металлических стенках труб;
2. В местах контакта слоев (рисунок 3.11.1а) выполняются условия идеального теплового контакта;
3. Теплофизические характеристики материалов являются постоянными и известными величинами;
4. Не учитываются фазовые переходы;
5. Воздух, заполняющий полости канала, считается несжимаемым и удовлетворяющим приближению Буссинеска [219].
6. На внутренних поверхностях тепловой изоляции подающего и обратного трубопроводов поддерживается постоянная температура, равная температуре теплоносителя в трубе;

7. На достаточно большом расстоянии от теплопровода (рисунок 3.11.1а) градиенты температур в грунте равны нулю;
8. На границе раздела «грунт – окружающая среда» осуществляются условия конвективного теплообмена и не учитывается теплообмен излучением.

Математическое описание рассматриваемых процессов для рассматриваемого случая процесс переноса тепла в двумерной постановке будет описываться:

для воздуха в полостях каналов подающего и обратного трубопроводов уравнениями энергии, движения и неразрывности:

$$c_4 \rho_4 \left(w_{x,\pi} \frac{\partial T_{4,\pi}}{\partial x} + w_{y,\pi} \frac{\partial T_{4,\pi}}{\partial y} \right) = \lambda_4 \left(\frac{\partial^2 T_{4,\pi}}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T_{4,\pi}}{\partial y^2} \right), \quad (3.11.1)$$

$$w_{x,\pi} \frac{\partial w_{x,\pi}}{\partial x} + w_{y,\pi} \frac{\partial w_{x,\pi}}{\partial y} = -\frac{1}{\rho_4} \frac{\partial p_{4,\pi}}{\partial x} + v_4 \left(\frac{\partial^2 w_{x,\pi}}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 w_{x,\pi}}{\partial y^2} \right), \quad (3.11.2)$$

$$w_{x,\pi} \frac{\partial w_{y,\pi}}{\partial x} + w_{y,\pi} \frac{\partial w_{y,\pi}}{\partial y} = -\frac{1}{\rho_4} \frac{\partial p_{4,\pi}}{\partial y} + v_4 \left(\frac{\partial^2 w_{y,\pi}}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 w_{y,\pi}}{\partial y^2} \right) + g\beta_{4,\pi} (T_{4,\pi} - T_7), \quad (3.11.3)$$

$$\frac{\partial w_{x,\pi}}{\partial x} + \frac{\partial w_{y,\pi}}{\partial y} = 0, \quad (3.11.4)$$

$$c_4 \rho_4 \left(w_{x,o} \frac{\partial T_{4,o}}{\partial x} + w_{y,o} \frac{\partial T_{4,o}}{\partial y} \right) = \lambda_4 \left(\frac{\partial^2 T_{4,o}}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T_{4,o}}{\partial y^2} \right), \quad (3.11.5)$$

$$w_{x,o} \frac{\partial w_{x,o}}{\partial x} + w_{y,o} \frac{\partial w_{x,o}}{\partial y} = -\frac{1}{\rho_4} \frac{\partial p_{4,o}}{\partial x} + v_4 \left(\frac{\partial^2 w_{x,o}}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 w_{x,o}}{\partial y^2} \right), \quad (3.11.6)$$

$$w_{x,o} \frac{\partial w_{y,o}}{\partial x} + w_{y,o} \frac{\partial w_{y,o}}{\partial y} = -\frac{1}{\rho_4} \frac{\partial p_{4,o}}{\partial y} + v_4 \left(\frac{\partial^2 w_{y,o}}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 w_{y,o}}{\partial y^2} \right) + g\beta_{4,o} (T_{4,o} - T_7), \quad (3.11.7)$$

$$\frac{\partial w_{x,o}}{\partial x} + \frac{\partial w_{y,o}}{\partial y} = 0, \quad (3.11.8)$$

в тепловой изоляции и покровном слое для подающего и обратного трубопроводов уравнениями теплопроводности в цилиндрической системе координат:

$$\frac{\partial^2 T_{i,\pi}}{\partial x^2} + \frac{1}{x} \frac{\partial T_{i,\pi}}{\partial x} + \frac{1}{x^2} \frac{\partial^2 T_{i,\pi}}{\partial \Theta^2} = 0, \quad i=2, 3, \quad (3.11.9)$$

$$\frac{\partial^2 T_{i,o}}{\partial x^2} + \frac{1}{x} \frac{\partial T_{i,o}}{\partial x} + \frac{1}{x^2} \frac{\partial^2 T_{i,o}}{\partial \Theta^2} = 0, \quad i=2, 3, \quad (3.11.10)$$

в стенах канала и грунте уравнениями теплопроводности в декартовой системе координат:

$$\frac{\partial^2 T_i}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T_i}{\partial y^2} = 0, \quad i=5, 6. \quad (3.11.11)$$

При постановке задачи принималось, что на внутренних поверхностях тепловой изоляции подающего и обратного трубопроводов поддерживается постоянная температура, равная температуре теплоносителя в трубе:

$$T_{2,\pi} = T_{\pi} = \text{const}, \quad (3.11.12)$$

$$T_{2,o} = T_o = \text{const}. \quad (3.11.13)$$

На границе раздела «грунт – окружающая среда» осуществляются условия конвективного теплообмена:

$$-\lambda_6 \frac{\partial T_6}{\partial y} = \alpha(T_6 - T_7). \quad (3.11.14)$$

В местах соприкосновения слоев реализуются условия идеального теплового контакта:

$$\lambda_i \frac{\partial T_i}{\partial x} = \lambda_j \frac{\partial T_j}{\partial x}, \quad T_i = T_j, \quad i, j=4, 5, 6, \quad i \neq j, \quad (3.11.15)$$

$$\lambda_i \frac{\partial T_i}{\partial y} = \lambda_j \frac{\partial T_j}{\partial y}, \quad T_i = T_j, \quad i, j=4, 5, 6, \quad i \neq j, \quad (3.11.16)$$

$$\lambda_i \frac{\partial T_{i,\pi}}{\partial x} = \lambda_j \frac{\partial T_{j,\pi}}{\partial x}, \quad T_i = T_j, \quad i, j=2, 3, \quad i \neq j, \quad (3.11.17)$$

$$\lambda_i \frac{\partial T_{i,\pi}}{\partial y} = \lambda_j \frac{\partial T_{j,\pi}}{\partial y}, \quad T_i = T_j, \quad i, j=2, 3, \quad i \neq j, \quad (3.11.18)$$

$$\lambda_i \frac{\partial T_{i,o}}{\partial x} = \lambda_j \frac{\partial T_{j,o}}{\partial x}, \quad T_i = T_j, \quad i, j=2, 3, i \neq j, \quad (3.11.19)$$

$$\lambda_i \frac{\partial T_{i,o}}{\partial y} = \lambda_j \frac{\partial T_{j,o}}{\partial y}, \quad T_i = T_j, \quad i, j=2, 3, i \neq j. \quad (3.11.20)$$

Для тепловой изоляции и покровного слоя подающего и обратного трубопроводов выполняются условия симметрии:

$$\frac{\partial T_{i,\Pi}}{\partial \Theta} = 0, \quad i=2, 3, \quad (3.11.21)$$

$$\frac{\partial T_{i,o}}{\partial \Theta} = 0, \quad i=2, 3. \quad (3.11.22)$$

На достаточно большом расстоянии от теплопровода (рисунок 3.11.1а) градиенты температур в грунте равны нулю:

$$\frac{\partial T_6}{\partial x} = 0, \quad x \rightarrow \pm\infty, \quad (3.11.23)$$

$$\frac{\partial T_6}{\partial y} = 0, \quad y \rightarrow -\infty. \quad (3.11.24)$$

Скорость движения воздуха в полостях двухячейкового канала (рисунок 3.11.1а) на внешней поверхности покровных слоев подающего и обратного трубопроводов, а также на внутренней поверхности стенок канала равна нулю (условия прилипания):

$$w_{x,\Pi} = w_{y,\Pi} = 0, \quad (3.11.25)$$

$$w_{x,o} = w_{y,o} = 0. \quad (3.11.26)$$

Обозначения: T – температура, К; x, y, Θ – координаты; λ – коэффициент теплопроводности, Вт/(м·К); c – теплоемкость, Дж/(кг·К); ρ – плотность, кг/м³; p – давление, Па; w_x, w_y – составляющие скорости в проекции на оси координат, м/с; ν – кинематическая вязкость, м²/с; g – ускорение силы тяжести, м/с²; β – коэффициент температурного расширения, К⁻¹; α – коэффициент теплоотдачи, Вт/(м²·К); 1–6 – номера областей расчета (рисунок 3.11.1а); 7 – окружающая среда; п, о – подающий и обратный трубопроводы соответственно.

Исследования проведены для теплопровода, конфигурация которого подобна конфигурации, описанной в [236]. Рассматривался типичный для тепловых сетей РФ сборный двухячейковый железобетонный канал, скомпонованный из двух каналов марки КЛс120-120 [220] с толщиной стенок 135 мм и трубопроводы с диаметрами условного прохода 600 мм. Расстояние от поверхности грунта до верхней части канала составляло $H = 1$ метр (рисунок 3.11.1а). Полости двухячейкового канала занимал воздух с относительной влажностью 90%.

Температуры внутренних поверхностей слоев тепловой изоляции подающего $T_{\text{п}}$ и обратного $T_{\text{о}}$ трубопроводов приняты в соответствии со среднегодовыми температурами теплоносителей в водяных тепловых сетях [44] (таблица 3.8.1). Температура окружающей среды принята равной средней температуре воздуха за отопительный период в городе Томск – $T_7=264,2$ К. Коэффициент теплоотдачи от грунта к внешней среде принят равным $15 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$.

В таблице 3.11.1 приведены значения [86] теплофизических характеристик материалов и веществ, использовавшихся при проведении численных исследований.

Таблица 3.11.1 – Теплофизические характеристики материалов

Материал	Тепловая изоляция	Покровный слой	Стенка канала	Грунт
$\lambda, \text{ Вт}/(\text{м} \cdot \text{К})$	0,059	0,87	1,54	1,3
$c, \text{ Дж}/(\text{кг} \cdot \text{К})$	670	837	887	959
$\rho, \text{ кг}/\text{м}^3$	206	1750	2200	1700

Основные результаты численного анализа тепловых потерь и тепловых режимов подземных двухячейковых канальных тепловых сетей [520] приведены в таблице 3.11.2 и на рисунках 3.11.2–3.11.4 для условий реализации температурного графика 95/70 С (таблица 3.8.1).

В таблице 3.11.2 приведены величины тепловых потерь Q_2 рассматриваемого двухячейкового теплопровода (рисунок 3.11.1а) и Q_1 одноячейкового теплопровода (рисунок 3.11.1б) в зависимости от реализуемого температурного графика.

Результаты численных экспериментов, приведенные в таблице 3.11.2, позволяют сделать вывод об ожидаемом увеличении тепловых потерь теплопроводов с ростом температуры теплоносителя в подающем трубопроводе.

Таблица 3.11.2 – Результаты численного анализа тепловых потерь

Температурный график, С	Q_2 , Вт/м	Q_1 , Вт/м	δ , %
95/70	144,80	146,58	1,21
150/70	176,87	174,16	-1,56
180/70	195,52	196,46	0,48

Сопоставление между собой значений Q_2 и Q_1 показывает, что расхождение между ними δ не превышает 2 % и объясняется погрешностями численных расчетов. По этой причине оценку тепловых потерь двухячейковых канальных тепловых сетей можно проводить с использованием более простой математической модели [236].

На рисунке 3.11.2 приведено типичное температурное поле грунта в зоне прокладки двухячейкового теплопровода.

Распределения температур в рассматриваемой области решения показывает, что изотермические линии (рисунок 3.11.2) сгущаются непосредственно над теплопроводом и более разрежены при удалении от него, что соответствует представлениям о процессах теплопроводности и качественно согласуется с результатами исследований [236]. Рисунок 3.11.2 наглядно демонстрирует заметную деформацию температурного поля в зоне прокладки подземных двухячейковых канальных тепловых сетей по сравнению с одноячейковыми. При одноячейковом варианте размещения

температурное поле в грунте является симметричным относительно вертикальной оси канала [236] и является следствием относительно равномерного распределения температур воздуха в полости канала. В случае двухячейкового канала наблюдается смещение изотерм в сторону более нагретой ячейки канала, в которой размещен подающий трубопровод.

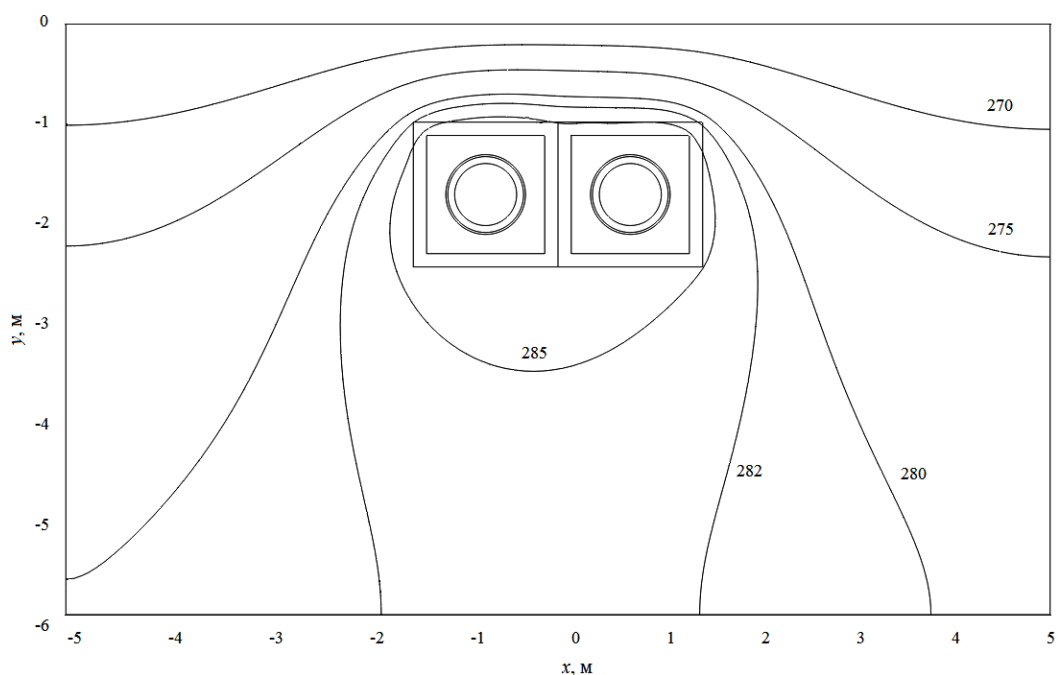


Рисунок 3.11.2 – Температурное поле грунта в зоне прокладки двухячейкового теплопровода

На рисунках 3.11.3, 3.11.4 приведены типичное поле скорости и линии тока в полостях двухячейкового канала теплопровода. Структура течения воздуха в этом случае существенно отличается от описанной в [236] и состоит из основного циркуляционного течения и нескольких вторичных вихрей (рисунок 3.11.3) в ячейках канала. Основное циркуляционное течение в каждой из ячеек, в соответствии с законами естественной конвекции в замкнутом объеме, направлено от более нагретой части канала к менее нагретой в верхней части воздушной полости и в обратном направлении в нижней части. Вторичные вихри обусловлены перегородками между

трубопроводами, их влиянием на основное циркуляционное течение и достаточно интенсивным теплоотводом по периметру канала.

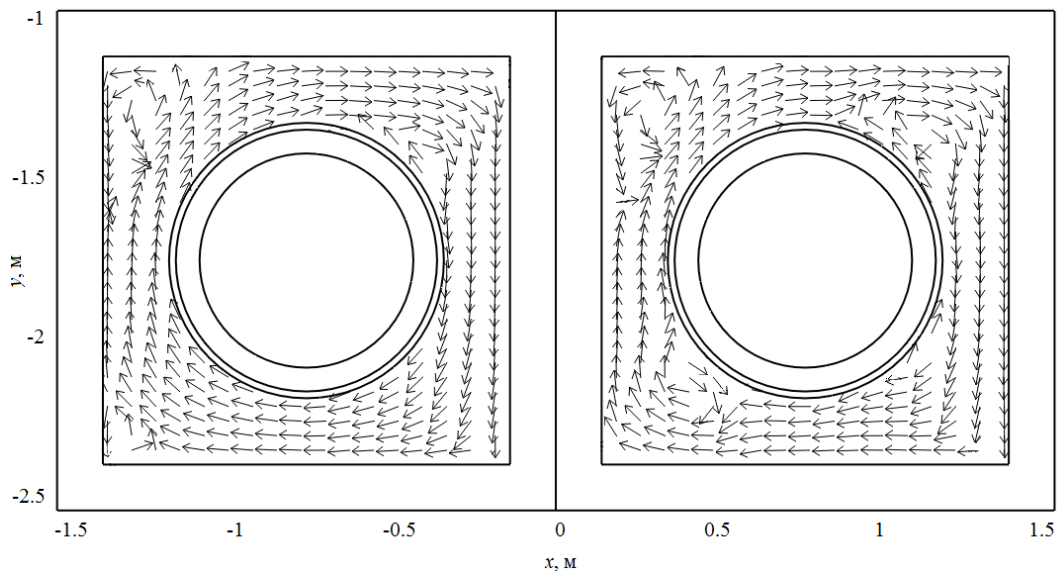


Рисунок 3.11.3 – Линии тока воздуха в полостях двухячейкового канала теплопровода

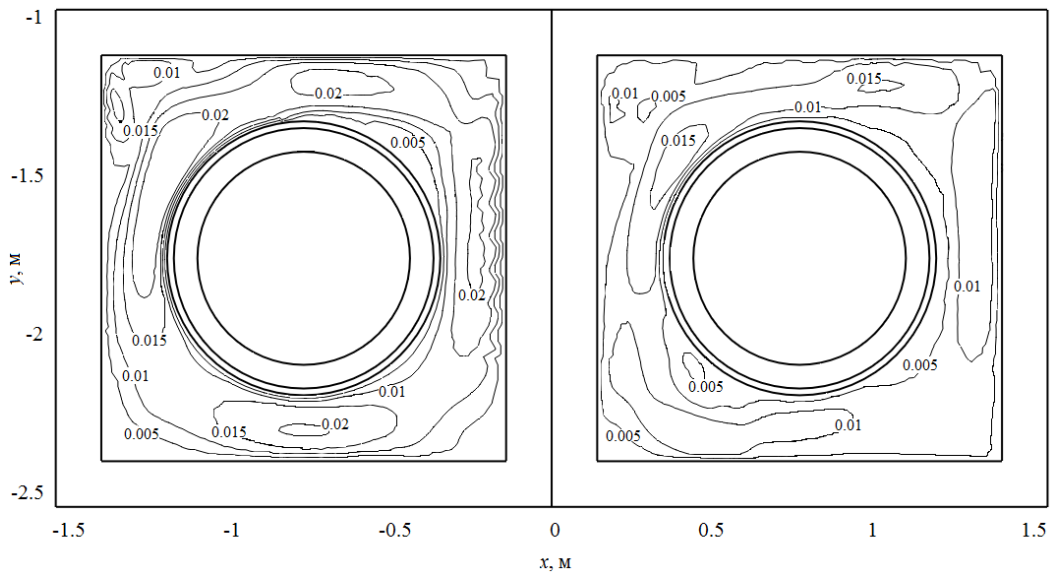


Рисунок 3.11.4 – Типичное поле скорости потока воздуха в полостях двухячейкового канала теплопровода

По результатам численного моделирования в установлено, что, в зависимости от реализуемого температурного графика, максимальная

скорость движения воздуха в полостях двухячейкового канала (рисунок 3.11.4) лежит в диапазоне от 0,0225 м/с до 0,0419 м/с, определяется величиной подъемной силы, учтенной в уравнениях (3.11.3) и (3.11.7) и не более чем на 10 % превышает соответствующие значения скоростей для одноячейкового теплопровода.

Можно сделать вывод, что тепловые режимы двухячейковых теплопроводов существенно отличаются от режимов работы тепловых сетей в одноячейковом исполнении, однако учитывая незначительное расхождение в расчетных значениях их тепловых потерь (таблица 3.11.2) можно обоснованно утверждать о возможности проведения оценки масштабов потерь тепловой энергии двухячейковыми канальными тепловыми сетями с использованием более простой модели [236] для расчета теплотерь одноячейковых теплопроводов.

3.12 Анализ достоверности результатов численного моделирования сопряженного теплопереноса в конструкциях и зонах размещения канальных теплопроводов тепловых сетей

Одной из первых работ по изучению параметров среды, занимающей полость канала, является исследование режимов высыхания изоляции подземных теплопроводов [132]. В [132] на модели канала сечением 20х22 см с теплопроводом диаметром 50 мм и изоляцией толщиной 35 мм были измерены температуры стенок канала и воздуха в различных точках живого сечения на расстоянии 1 см от поверхности изоляции и стенок. Результаты измерений температуры представлены на рисунке 3.12.1а, из которого видно, что температуры воздуха не одинаковы по живому сечению канала [132].

Наименьшая температура воздуха установлена [132] вблизи поверхности дна канала, причем вдоль всей поверхности дна воздух имеет одинаковую температуру. Температура воздуха растет, как это указано на

рисунке 3.12.1 сплошной линией и убывает, как это указано на рисунке пунктирной линией.

На основе анализа температурных полей в [132] сделан вывод о том, что воздух канала находится в конвективном движении, поднимаясь вдоль нагретой поверхности изоляции и опускаясь вдоль холодных стенок канала. На это обстоятельство неоднократно указывалось в литературе, например в [45, 46], но детализированный анализ [239] характеристик (температура, скорость движения) среды, заполняющей полость канала, проведен только спустя более чем пятьдесят лет после исследований [132]. Объясняется это тем, что математическое описание процессов сопряженного теплопереноса в полости канала является достаточно сложным, а решение подобных задач стало возможным только с развитием вычислительной техники и методов решения задач математической физики.

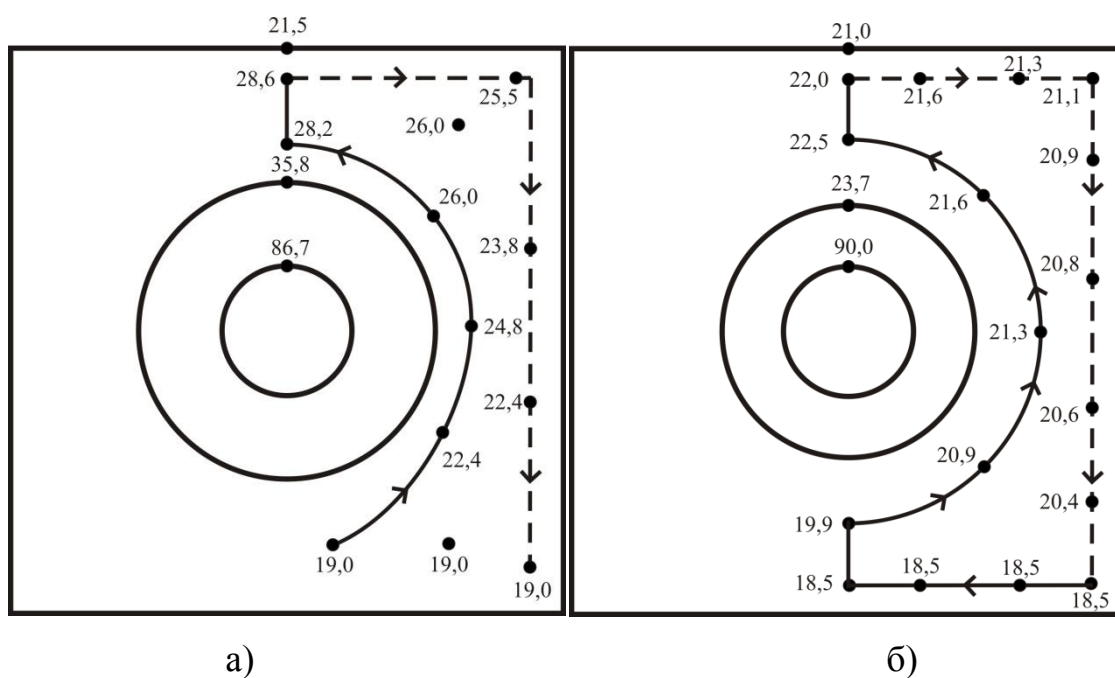


Рисунок 3.12.1 – Распределение температур в полости канала, °С

На рисунке 3.12.1б представлены результаты численного моделирования теплопереноса в полости канала теплопровода, выполненные с использованием [239]. В [132] при описании лабораторного стенда

приведены не все его параметры (нет сведений о толщине стенок канала и геометрических параметрах области занятой грунтом). По этой причине провести детализированное количественное сопоставление результатов экспериментальных исследований и численного моделирования не возможно. Однако анализ рисунка 3.12.1 позволяет сделать вывод об отличном качественном согласовании результатов эксперимента и предлагаемого в настоящей диссертации подхода к анализу тепловых режимов канальных теплопроводов тепловых сетей.

ГЛАВА 4. ТЕПЛОМАССОПЕРЕНОС В АТМОСФЕРНОЙ НИЗКОТЕМПЕРАТУРНОЙ ИЗОЛЯЦИИ

4.1. Методы тепловлажностного расчёта резервуаров для хранения криожидкостей

Условия работы атмосферной низкотемпературной изоляции технологических трубопроводов и аппаратов существенно отличаются от условий работы изоляции холодильника, теория расчетов которой и принципы проектирования достаточно хорошо проработаны [51–53].

Атмосферная низкотемпературная изоляция с одной стороны граничит с наружным воздухом, с другой имеет, по существу, абсолютную пароизоляцию в виде металлического корпуса аппарата. Таким образом, пар, диффундирующий в изоляцию за счет градиента давления, обусловленного градиентом температуры, конденсируется и накапливается в ней практически в течение всего срока эксплуатации. Увлажнение изоляции может быть предотвращено только при условии применения абсолютной пароизоляции на наружной поверхности теплоизоляции, что практически осуществить невозможно [55].

При проектировании низкотемпературной атмосферной изоляции недостаточно рассчитать стационарный режим транзитной диффузии пара через конструкцию, как для ограждений холодильников. Необходимо знать механизм и уметь прогнозировать динамику увлажнения конструкции, чтобы выбрать мощность пароизоляции и толщину теплоизоляции, обеспечивающие к концу срока эксплуатации конструкции заданные холодопотери.

Исследования тепло- и влагообмена в низкотемпературной атмосферной изоляции, проведенные во ВНИПИ Теплопроект [242–249], позволили выявить основные закономерности ее увлажнения, разработать на этой основе физическую и математическую модель этого процесса и

инженерную методику расчета термического сопротивления низкотемпературной изоляции с учетом ее увлажнения при эксплуатации. Основные положения и выводы цикла работ [242–249] представлены в этом параграфе.

Анализ экспериментальных данных [244] показал, что в низкотемпературной теплоизоляции основным видом переноса влаги является диффузионный. Фазовый переход влаги происходит в зоне отрицательных температур непосредственно из парообразного состояния в твердое, минуя жидкую фазу (аблимация). Поэтому перенос влаги в виде жидкой фазы можно не принимать во внимание. Экспериментальные данные [244] подтверждают также вывод о том, что при малой интенсивности влагонакопления процесс массообмена оказывает незначительное влияние на температурное поле в изоляции. Следовательно, его можно рассматривать в течение всего срока эксплуатации изоляции стационарным, а влияние массообмена на теплообмен учитывать через изменение теплопроводности изоляции из-за влияния влагосодержания.

При отсутствии пароизоляции или очень плохом ее качестве возможен такой случай, когда конденсация влаги будет происходить и в зоне положительных температур, но при этом увлажненная часть изоляции составит более $2/3$ всей ее толщины т. е. тогда она заведомо выйдет из строя, поэтому такой режим эксплуатации не представлял интереса [247].

Таким образом, процесс влагонакопления в низкотемпературной атмосферной теплоизоляции определяется диффузией пара в капиллярно-пористом теле при стационарном температурном поле и для его описания можно использовать аналитические зависимости, приведенные в [248].

В основу разработки инженерного метода расчета увлажнения и термического сопротивления низкотемпературной атмосферной изоляции было положено допущение о возможности замены непрерывного перемещения в процессе эксплуатации границы зоны аблимации дискретным [55]. Таким образом, реальный непрерывный процесс представляется

процессом, состоящим из следующих друг за другом стационарных фаз увлажнения. После установления стационарного состояния влагосодержание достигает предельного значения, после которого пар перестает диффундировать. Устанавливается новая стационарная фаза увлажнения. После достижения предельного влагосодержания граница зоны абликации перемещается вглубь пористого слоя. Экспериментальные исследования позволили приближенно определить предельное влагосодержание [244]. Для материалов с открытой пористостью (волокнистые материалы) оно равно 30 % (по объему), для материалов с закрытой пористостью (пенополиуретан, пенополистирол) 5 %. Для реализации подобной схемы расчета необходимо определить зону конденсации.

В таблице 4.1.1 приведены некоторые результаты исследований [243, 247] по увлажнению низкотемпературной изоляции.

Таблица 4.1.1 – Сравнение результатов расчетов и натуральных испытаний по увлажнению тепловой изоляции (числитель – расчетные данные, знаменатель – экспериментальные) [243, 247]

Материал		Плотность, кг/м ³	Влагосодержание, % (по массе) через	
			20 мес.	36 мес.
Стекловолокно		50	115/158	208/-
Пенопласт	ФРП-5	115	48,5/-	95/116
	ППУ-3С	68	24/16	45/43
	ППУ-307	47	36/22	69/65
	ПСБ-С	21	75/110	134/126

Расчетные и экспериментальные данные (таблица 4.1.1) имеют удовлетворительную сходимость. Предложенная в [247] методика позволяет расчетным путем определить динамику увлажнения низкотемпературной изоляции во времени. Зная зависимость теплопроводности изоляции от влагосодержания и температуры и используя расчетные данные об

увлажнении изоляции, можно оценить снижение термического сопротивления теплоизоляционных конструкций. Ввиду того что расходы теплоты на фазовые превращения вследствие малой интенсивности процессов переноса влаги незначительны, в качестве расчетных значений теплопроводности теплоизоляции могут быть использованы экспериментальные данные, полученные при отрицательных температурах. В [242] показано, что эти экспериментальные данные хорошо описываются эмпирической формулой:

$$\lambda(t, W) = (\lambda_0 + \alpha_{\lambda} t) \exp(At^2 + Bt + C) W, \quad (4.1.1)$$

где W – влажность, %; t – температура, °C; λ_0 , α_{λ} , A , B , C – постоянные коэффициенты, зависящие от вида материала и характера его пористой структуры (таблица 4.1.2).

Для инженерной практики была разработана приближенная методика [55] расчета термического сопротивления изоляции с учетом ее увлажнения. Суть ее заключается в том, что все своеобразие совместных процессов тепло- и влагообмена в низкотемпературной изоляции, вызывающих ее увлажнение и снижение теплозащитных свойств, учитывается при расчете введением поправочного коэффициента к теплопроводности в сухом состоянии λ_t . Тепловой расчет изоляции выполняют при этом по обычным формулам теплопередачи. Этот поправочный коэффициент имеет вид:

$$\eta = \frac{\lambda_t}{\lambda_p}, \quad (4.1.2)$$

где λ_p – расчетная теплопроводность с учетом увлажнения, зависящая от тепло- и влагофизических характеристик материала, мощности пароизоляции, срока эксплуатации и др.

Обобщение результатов исследований [242–249] позволило создать нормативное руководство по расчету низкотемпературной изоляции [250].

Основные результаты по определению поправочного коэффициента для теплоизоляционных открыто- и закрыто-пористых материалов

приведены в [55]. В [55] даны расчетные сопротивления паропрооницанию пароизоляционных покрытий. Используя эти данные, тепловой расчет низкотемпературной изоляции с учетом увлажнения можно провести по обычным формулам стационарной теплопередачи с применением эффективной теплопроводности, определяемой по (4.1.2) с учетом найденного по [55] коэффициента η .

Таблица 4.1.2 – Эмпирические коэффициенты для расчета теплопроводности изоляции по формуле (4.1.1)

Группа	Материал	Плотность, кг/м ³	λ_0 , Вт/(м·К)	$\alpha_{пл}$, 10 ⁵ ·Вт/(м·°С ²)	A, 10 ⁶ ·1/(°С ² ·%)	B, 10 ⁴ ·1/(°С ² ·%)	C, 10 ⁻² ·1/%
Волокнистые и зернистые материалы	Минеральная и стеклянная вата	100	0,044	13,84	0/–1,35	0/–1,77	4,6/5,0
	То же	200	0,045	12,90			
	Минераловатные плиты на битумном связующем	250	0,059	16,97			
	Перлит	60–80	0,048	14,42			
Ячеистые с открытыми порами	Перлитобитумные	250	0,065	18,72	0/0,82	0/0,114	4,2/4,89
	Промышленное пеностекло	250	0,078	14,19			
	Пенофенолформдегид	40–60	0,042	14,19			
	Пеностекло	180	0,063	12,44			
Ячеистые с закрытыми порами	Пенополистерол	25–30	0,037	13,02	0/1,285	0/0,057	0/4,36
	Заливочные пенополиуретаны	40–60	0,037	13,72			
	То же в виде изделий	40–60	0,040	13,72			
	Пенополиуретаны напыляемые	70–90	0,039	13,72			
	Пенополивинилхлорид	70–100	0,043	14,19			

Примечание: Коэффициент в числителе принимать при влажности 0,1–5,0 %, в знаменателе – при 5,1–30 % (по объему).

4. 2 Постановка задачи тепловлагопереноса в низкотемпературной тепловой изоляции с учетом фазовых переходов и взаимодействия с окружающей средой

Рассматривается типичный резервуар для хранения криожидкостей [251]. Для тепловой изоляции резервуара решается одномерная нестационарная задача теплопроводности и диффузии с учётом фазовых переходов и зависимости свойств изоляции от объёмной доли влаги. Схема области решения представлена на рисунке 4.2.1.

Внешний контур изоляции резервуара контактирует с влажным воздухом (рисунок 4.2.1), а влага, содержащаяся в нем, конденсируется на поверхности рассматриваемого объекта. Влагоперенос происходит только в талой (увлажненной) зоне путём миграции влаги к фронту промерзания за счёт пленочно-диффузионного механизма [252]. Для задачи теплопроводности на внутренней R_1 и внешней R_2 границах слоя тепловой изоляции вводятся граничные условия первого и третьего рода соответственно. Для задачи переноса влаги на границе фазового перехода ξ выставляется условие идеальной гидроизоляции, а на внешнем контуре взаимодействия R_2 условие массообмена поверхности с окружающей средой (влажный воздух). В начальный момент времени температура T_0 и относительное влагосодержание изоляции по объёму W_0 равны постоянным величинам. Температура T_0 равна температуре окружающей среды T_{oc} , а температура внутренней поверхности изоляции равна температуре холодной жидкости $T_{ж}$, которая ниже температуры замерзания $T_{пл}$. В результате охлаждения тепловой изоляции образуется промерзший слой (рисунок 4.2.1) переменной толщины $\xi=f(t)$, причем подвижная граница фазового перехода всегда имеет постоянную температуру замерзания $T_{пл}$. На этой границе происходит переход из одного агрегатного состояния в другое, на что требуется теплота фазового перехода $r_{пл}$, Дж/кг. Предполагается, что перенос тепла в изоляции происходит только вследствие теплопроводности.

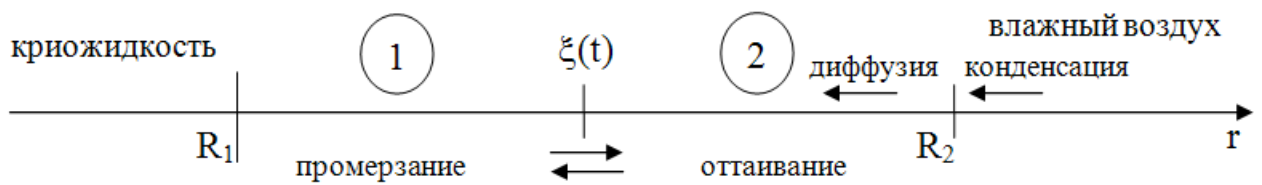


Рисунок 4.2.1 – Схематическое изображение области решения:

1 – зона промерзшей изоляции, 2 – зона увлажненной изоляции

В качестве примера [253–258] рассматривается типичный объект для хранения сжиженного углеводородного газа – аппарат диаметром $d = 2400$ мм [251]. В качестве изоляционного материала выбраны шлаковая вата и полистирол ПС-1 толщиной 50 мм [251].

Температура внутренней границы R_1 равна температуре криожидкости в резервуаре $T_{ж} = 230$ К [259]. Температура окружающей среды варьировалась в диапазоне $T_{oc} = 290-300$ К, относительная влажность воздуха $\varphi = 60-100\%$, атмосферное давление $P = 101325$ Па, начальная объемная влажность изоляции для задач с учетом влагопереноса и промерзания изоляции $W_0 = 1\%$ [43]. Коэффициент теплоотдачи от воздуха к поверхности изоляции в соответствии с [38] составлял $\alpha = 5,8$ Вт/(м²·К), сопротивление влагообмену у поверхности изоляции принималось равным $R_{в.п} = 96$ (МПа·с·м²)/кг [260], коэффициент диффузии влаги в полистироле ПС-1 $D = 2 \cdot 10^{-6}$ м²/ч, в шлаковой вате $D = 1,5 \cdot 10^{-3}$ м²/ч [261].

Объемная доля льда в изоляции, вследствие расширения воды при замерзании, увеличивалась на 9 % [52]:

$$W_{л} = 1,09W_{в}. \quad (4.2.1)$$

В таблице 4.2.1 приведены значения теплофизических характеристик веществ [86] и материалов, пористая структура которых заполнена воздухом [116], использовавшихся при проведении численного моделирования.

Значения теплофизических свойств тепловой изоляции рассчитывались как эффективные с учетом объемных долей каждой

компоненты. Например, эффективные коэффициенты теплопроводности находились из соотношений, Вт/(м·К) [53]:

$$\lambda_{\text{эф1}} = W_{\text{л}}\lambda_{\text{л}} + (1 - W_{\text{л}})\lambda_{\text{и}}, \quad (4.2.2)$$

$$\lambda_{\text{эф2}} = W_{\text{в}}\lambda_{\text{в}} + (1 - W_{\text{в}})\lambda_{\text{и}}. \quad (4.2.3)$$

Температура замерзания воды зависит от давления и может быть определена из уравнения, °С [116]:

$$T_{\text{пл}} = (0,075 + 1,382 \cdot 10^{-8} \cdot P)(1 - 0,0009869 \cdot P), \quad (4.2.4)$$

где P – атмосферное давление, кПа.

Удельная теплота плавления (кристаллизации), кДж/кг [116]:

$$r_{\text{пл}} = r_{\text{пл0}} + 2,261 \cdot T_{\text{пл}}, \quad (4.2.5)$$

где $r_{\text{пл0}} = 334,11$ кДж/кг – удельная теплота плавления (кристаллизации) при $T_{\text{пл}} = 0$ °С.

Давление насыщенного водяного пара в воздухе, кПа [116]:

$$p_{\text{н}} = 0,6112 \cdot \exp \frac{17,504 \cdot T_{\text{ос}}}{241,2 + T_{\text{ос}}}, \quad (4.2.6)$$

где $T_{\text{ос}}$ – температура окружающей среды, °С.

Давление насыщенного водяного пара на поверхности изоляции, кПа [116]:

$$p_{\text{п}} = 0,6112 \cdot \exp \frac{17,504 \cdot T_{\text{п}}}{241,2 + T_{\text{п}}}, \quad (4.2.7)$$

где $T_{\text{п}}$ – температура на поверхности изоляции, °С.

Парциальное давление водяного пара в воздухе, кПа [116]:

$$p_{\text{в}} = \frac{\varphi}{100} \cdot p_{\text{н}}, \quad (4.2.8)$$

где φ – относительная влажность воздуха, %.

Температура парообразования (конденсации) водяного пара, °С [116]:

$$T_{\text{пар}} = \frac{241,2 \cdot \ln \frac{P_B}{0,6112}}{17,504 - \ln \frac{P_B}{0,6112}}. \quad (4.2.9)$$

Удельная теплота парообразования (конденсации), кДж/кг [116]:

$$r_{\text{пар}} = r_{\text{пар}0} - 2,369 \cdot T_{\text{пар}}, \quad (4.2.10)$$

где $r_{\text{пар}0} = 2500,64$ кДж/кг – удельная теплота парообразования (конденсации) при $T_{\text{пар}} = 0$ °С.

Влагосодержание влажного воздуха, кг влаги/кг сухого воздуха [116]:

$$d = 0,6112 \cdot \frac{P_B}{P - p_B}, \quad (4.2.11)$$

где P – давление влажного воздуха, кПа.

Объёмная концентрация влаги в воздухе [116]:

$$W_{\text{ос}} = \frac{d}{1+d} \cdot \frac{\mu_{\text{вл.в}}}{\mu_{\text{вл}}}, \quad (4.2.12)$$

где $\mu_{\text{вл.в}}$ – молярная масса влажного воздуха кг/кмоль, $\mu_{\text{вл}}$ – молярная масса влаги кг/кмоль.

Интенсивность массоотдачи на поверхности изоляции (плотность потока массы) определялась по формуле, кг/(м²·с) [260]:

$$j = \frac{(P_B - P_{\Pi})}{R_{\text{в.п}}}, \quad (4.2.13)$$

где $R_{\text{в.п}}$ – сопротивление влагообмену у поверхности изоляции, (кПа·с·м²)/кг.

Теплоёмкость влажного воздуха, Дж/(кг·К) [116]:

$$C_{\text{вл.в}} = \frac{(C_{\text{с.в}} + d \cdot C_{\text{вл}})}{(1+d)}, \quad (4.2.14)$$

где $C_{\text{с.в}}$ – теплоёмкость сухого воздуха Дж/(кг·К); $C_{\text{вл}}$ – теплоёмкость влаги Дж/(кг·К).

Плотность влажного воздуха, кг/м³ [116]:

$$\rho_{\text{вл.в}} = \frac{0,00348}{T_{\text{ос}}} (P - 0,376 \cdot p_B). \quad (4.2.15)$$

Коэффициент массоотдачи на поверхности изоляции, отнесенный к разности концентраций диффундирующего вещества, м/с [226]:

$$\beta = \frac{\alpha}{C_{\text{вл.в}} \cdot \rho_{\text{вл.в}}}, \quad (4.2.16)$$

где $C_{\text{вл.в}}$ – теплоёмкость влажного воздуха, Дж/(кг·К); $\rho_{\text{вл.в}}$ – плотность влажного воздуха, кг/м³.

Таблица 4.2.1 – Теплофизические свойства материалов и веществ

Материал/вещество	λ , Вт/(м·К)	C , Дж/(кг·К)	ρ , кг/м ³
Вода	0,6	4186	994,04
Лед	2,4	1924	916,8
Шлаковая вата	0,0426	702	100
Полистирол ПС-1	0,0342	1183	100

Выражения для расчета потерь холода, отнесенных к единице длины, имеет следующий вид, Вт/м:

$$q_1 = -\lambda_{\text{эф}} \frac{\partial T}{\partial r} 2\pi r, \quad (4.2.17)$$

$$q_1 = 2\pi R_2 [\alpha(T_{\text{ос}} - T_{\text{п}}) + r_{\text{пл}} j]. \quad (4.2.18)$$

Сопоставление результатов математического моделирования, приведенных в следующих параграфах данной главы, с известными данными работ других авторов по исследованию тепломассопереноса в низкотемпературной изоляции [242–248] позволяет говорить о достаточно приемлемом качественном согласовании результатов для задач с конденсацией влаги на внешнем контуре изоляции и задач влагопереноса в изоляционном слое. Анализ обзора доступной литературы по исследуемой тематике свидетельствует о том, что задача о промерзании увлажненной изоляции холодильного оборудования до настоящего момента времени была

не решена, так как подобный режим работы холодильной изоляции считался не реализуемым [55]. По этой причине провести сравнение результатов моделирования тепловых режимов резервуаров для хранения криожидкостей в условиях промерзания слоя изоляции и наличия миграции влаги к фронту с результатами исследований других авторов не представляется возможным.

Обоснованность и достоверность результатов исследований следует из проведенных проверок используемых методов на сходимость и устойчивость решений на множестве сеток и выполнения условий баланса энергии δ_2 (таблицы 4.2.2, 4.2.3) на границах области расчета. Погрешность по балансу энергии δ_2 во всех вариантах численного анализа не превышала 0,5 %.

Задача тепловлагодпереноса в низкотемпературной тепловой изоляции с учетом фазовых переходов и взаимодействия с окружающей средой была решена с использованием метода «ловли» фронта в узел пространственной сетки. Суть которого описана в [84]. В соответствии с [84] при решении рассматриваемой задачи шаг по времени (τ_{n+1}) следует выбирать таким, чтобы за временной промежуток от t_n до t_{n+1} граница фазового перехода сдвинулась на один шаг пространственной сетки. Тогда выражение для расчета шага по времени имеет вид:

$$\tau_{n+1} = \frac{\overline{W}r_{пл}\bar{\rho}h^2}{\lambda_{эф1}(T_{пл} - T_{i^{*-1}}) - \lambda_{эф2}(T_{i^{*+1}} - T_{пл})}.$$

Видно, что шаг по времени зависит от температуры, поэтому для определения поля температуры необходимо воспользоваться каким-либо итерационным методом, например методом простой итерации. Основная идея, этого метода заключается в определении поля температуры на каждом временном слое до тех пор, пока максимальная разность между локальными значениями температуры на текущей и на предыдущей итерации не будет минимальна или:

$$\max |T_i^{s+1} - T_i^s| \leq \varepsilon,$$

ε – погрешность вычислений.

При проведении численных экспериментов было установлено, что из условия обеспечения выбранной точности вычислений ($\varepsilon = 10^{-2}$) шаг по координате должен быть не более $h = 0,1$ мм (таблицы 4.2.2, 4.2.3), а количество итераций на каждом временном шаге составляет от 3 до 32.

В таблицах 4.2.2, 4.2.3 приведены некоторые типичные результаты численных экспериментов по анализу сеточных параметров ($T_{oc} = 300$ К; $\varphi = 100$ %).

Таблица 4.2.2 – Зависимость погрешности вычисления баланса энергии от количества узлов пространственной сетки (изоляция – шлаковая вата)

Количество узлов сетки, шт	h , мм	δ_2 , %
50	1,00	6,06
100	0,50	2,02
500	0,10	0,36
5000	0,01	0,08

Таблица 4.2.3 – Зависимость погрешности вычисления баланса энергии от количества узлов пространственной сетки (изоляция – полистирол ПС-1)

Количество узлов сетки, шт	h , мм	δ_2 , %
50	1,00	4,74
100	0,50	1,86
500	0,10	0,26
5000	0,01	0,11

Анализ данных, приведенных в таблицах 4.2.2, 4.2.3, позволяет сделать ожидаемый вывод об уменьшении погрешности по балансу энергии δ_2 с увеличением количества узлов пространственной сетки.

4.3 Влияние конденсации влаги из влажного воздуха на теплопритоки через ограждающие конструкции резервуаров для хранения криожидкостей в условиях реальной эксплуатации

Анализ влияние конденсации влаги из влажного воздуха на теплопритоки через ограждающие конструкции резервуаров для хранения криожидкостей в условиях реальной эксплуатации можно выполнить с использованием следующей математической модели.

Уравнение теплопроводности для слоя холодильной изоляции резервуара для хранения криожидкости (рисунок 4.2.1) имеет вид:

$$\frac{\partial T}{\partial t} = a \left(\frac{\partial^2 T}{\partial r^2} + \frac{1}{r} \frac{\partial T}{\partial r} \right), \quad R_1 < r < R_2, \quad t > 0. \quad (4.3.1)$$

Начальные условия:

$$T = T_0, \quad R_1 \leq r \leq R_2, \quad t = 0; \quad (4.3.2)$$

Граничные условия:

$$T = T_{\text{ж}}, \quad r = R_1, \quad t > 0; \quad (4.3.3)$$

$$-\lambda \frac{\partial T}{\partial r} = \alpha(T - T_{\text{ос}}) - j \cdot r_{\text{пар}}, \quad r = R_2, \quad t > 0. \quad (4.3.4)$$

Обозначения: T – температура, К; t – время, с; r – координата, м; R – граница области расчета; $a = \lambda / (C \cdot \rho)$ – коэффициент температуропроводности, $\text{м}^2/\text{с}$; λ – коэффициент теплопроводности, $\text{Вт}/(\text{м} \cdot \text{К})$; C – теплоемкость, $\text{Дж}/(\text{кг} \cdot \text{К})$; ρ – плотность, $\text{кг}/\text{м}^3$; α – коэффициент теплоотдачи, $\text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$; j – плотность потока массы, $\text{кг}/(\text{м}^2 \cdot \text{с})$; $r_{\text{пар}}$ – удельная теплота парообразования, $\text{Дж}/\text{кг}$; 0 – начальный момент времени; $1, 2$ – номера границ области расчета; ос – окружающая среда; ж – жидкость, пар – парообразование (конденсация).

Учёт конденсации влаги на внешней границе рассматриваемой системы (рисунок 4.2.1) произведен с помощью дополнительного члена в уравнении (4.3.4), характеризующего увеличение потерь холода с конденсацией. Соотношения для расчета j и $r_{\text{пар}}$ приведены в п. 4.2.

В таблицах 4.3.1 и 4.3.2 приведены величины теплопритоков к резервуару с учетом q_1 и без учета q_2 конденсации на поверхности изоляции, сравнение этих величин между собой δ_1 , погрешность по балансу энергии δ_2 , а также объемное содержание влаги в атмосфере W_{oc} и время выхода процессов на стационарный режим $t_{ст}$ при различных значениях T_{oc} и φ .

Таблица 4.3.1 – Результаты численного моделирования при применении изоляции из шлаковой ваты

T_{oc} , К	φ , %	q_1 , Вт/м	q_2 , Вт/м	W_{oc} , %	$j \cdot 10^6$, г/(м ² ·с)	δ_1 , %	δ_2 , %	$t_{ст}$, ч
290	60	343,3	343,3	1,14	–	–	0,26	1,7
	80	350,2		1,53	2,8	2,0	0,19	
	100	357,4		1,91	5,8	3,9	0,18	
295	60	371,9	371,9	1,56	–	–	0,26	
	80	381,3		2,09	3,8	2,5	0,18	
	100	390,4		2,61	7,6	4,7	0,17	
300	60	401,2	400,5	2,11	0,2	0,2	0,21	
	80	412,8		2,82	5,0	3,0	0,18	
	100	424,0		3,54	9,7	5,5	0,16	

Результаты численного моделирования, приведенные в таблицах 4.3.1 и 4.3.2 свидетельствуют о том, что длительность выхода процессов теплопереноса на стационарный режим при использовании изоляции из шлаковой ваты составляет 1,7 часа, а для изоляции из полистирола ПС-1 – 2,8 часа. При этом $t_{ст}$ не зависит от значений T_{oc} и φ .

Таблица 4.3.2 – Результаты численного моделирования при применении изоляции из полистирола ПС-1

T_{oc}, K	$\varphi, \%$	$q_1, \text{ Вт/м}$	$q_2, \text{ Вт/м}$	$W_{oc}, \%$	$j \cdot 10^6, \text{ г/(м}^2 \cdot \text{с)}$	$\delta_1, \%$	$\delta_2, \%$	$t_{ct}, \text{ ч}$
290	60	282,6	282,6	1,14	–	–	0,30	2,8
	80	286,3		1,53	1,9	1,3	0,24	
	100	292,2		1,91	4,8	3,3	0,23	
295	60	306,1	306,1	1,56	–	–	0,30	2,8
	80	311,3		2,09	2,6	1,7	0,23	
	100	318,7		2,61	6,3	4,0	0,22	
300	60	329,7	329,7	2,11	–	–	0,30	2,8
	80	336,6		2,82	3,4	2,1	0,22	
	100	345,6		3,54	8,0	4,6	0,28	

Результаты численного исследования холодопотерь, приведенные в таблицах 4.3.1 и 4.3.2, обработаны методом наименьших квадратов и получены зависимости для расчета потерь холода рассматриваемой системы в зависимости от T_{oc} при фиксированных значениях φ .

Выражения для расчета потерь холода при использовании шлаковой ваты в условиях отсутствия промерзания и увлажнения изоляции имеют вид:

$$q_1(\varphi=60\%) = 0,014T_{oc}^2 - 2,47T_{oc} - 117,8; \text{ Вт/м} \quad (4.3.5)$$

$$q_1(\varphi=80\%) = 0,008T_{oc}^2 + 1,54T_{oc} - 769,2; \text{ Вт/м} \quad (4.3.6)$$

$$q_1(\varphi=100\%) = 0,012T_{oc}^2 - 0,42T_{oc} - 530; \text{ Вт/м} \quad (4.3.7)$$

Выражения для расчета теплопритоков при использовании полистирола ПС-1 в условиях отсутствия промерзания и увлажнения изоляции имеют вид:

$$q_1(\varphi=60\%) = 0,002T_{oc}^2 + 3,53T_{oc} - 909,3; \text{ Вт/м} \quad (4.3.8)$$

$$q_1(\varphi=80\%) = 0,006T_{oc}^2 + 1,49T_{oc} - 650,4; \text{ Вт/м} \quad (4.3.9)$$

$$q_1(\varphi=100\%) = 0,008T_{oc}^2 + 0,62T_{oc} - 560,4; \text{ Вт/м} \quad (4.3.10)$$

Выражения (4.3.5)–(4.3.10) справедливы при $290 \leq T_{oc} \leq 300$, $60 \leq \varphi \leq 100$, толщина слоя изоляции 50 мм, $T_{ж}=230$ К.

На рисунках 4.3.1 и 4.3.2 в качестве примеров приведены зависимости теплопритоков к резервуару при различных значениях T_{oc} и φ .

Из рисунков 4.3.1 и 4.3.2 видно, что наиболее интенсивный рост холодопотерь наблюдается в первые 1–1,5 часа эксплуатации резервуара, поэтому нестационарностью процессов теплопереноса в рамках математической модели (4.3.1)–(4.3.4) можно обоснованно пренебречь. Для расчета величин потерь холода резервуаров для хранения криожидкости в условиях конденсации влаги из влажного воздуха, отсутствия промерзания и увлажнения слоя изоляционного материала можно использовать выражения (4.3.5)–(4.3.10).

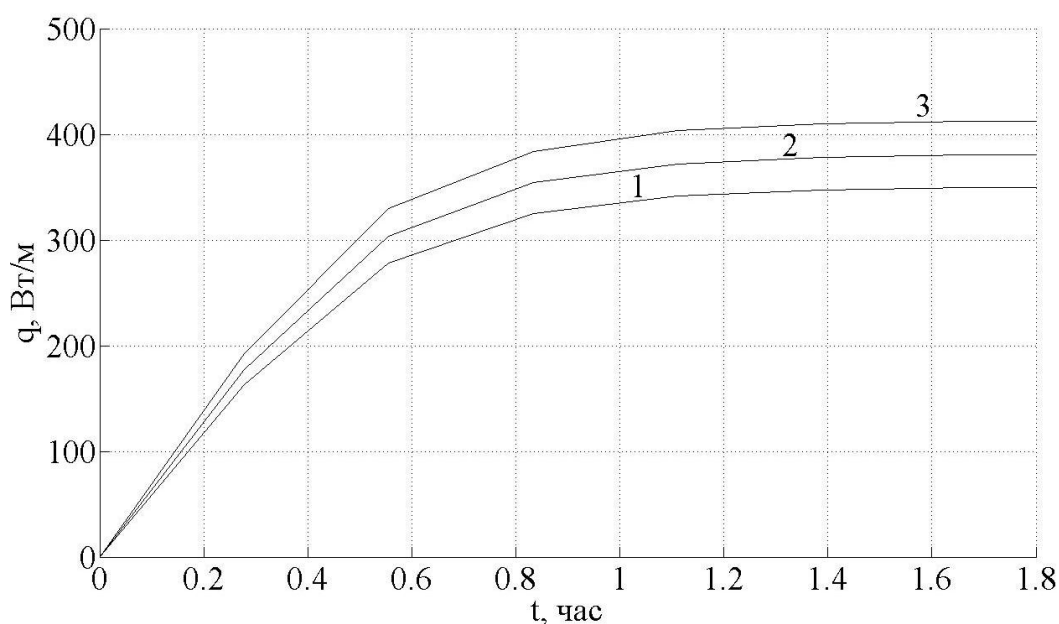


Рисунок 4.3.1 – Зависимость теплопритоков к резервуару от времени для шлаковой ваты при $T_{oc}=295$ К и φ : 1 – 100%, 2 – 80%, 3 – 60%.

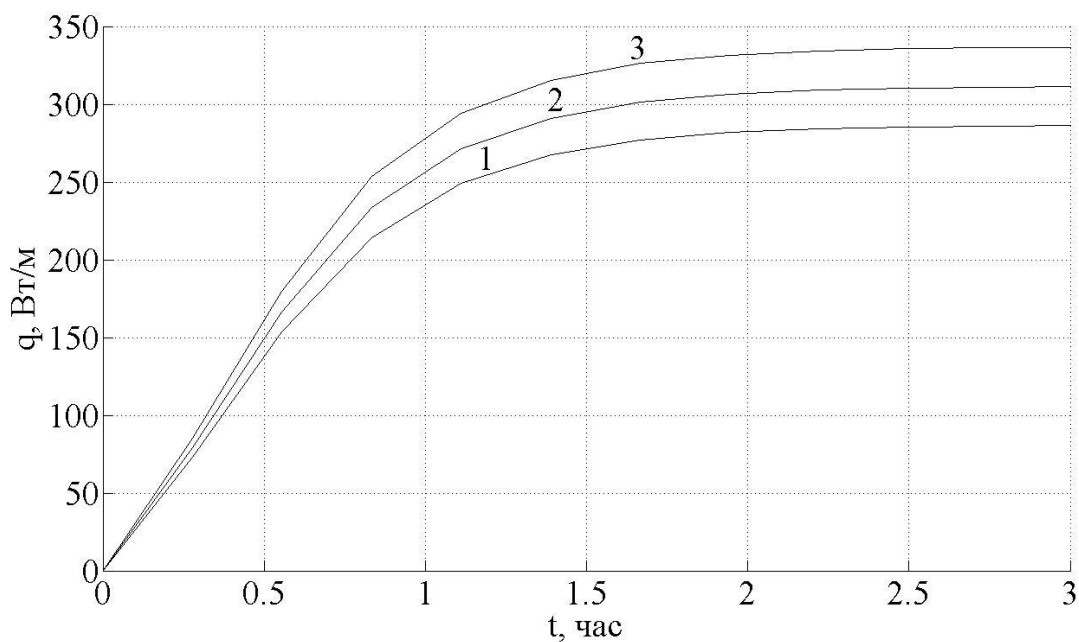


Рисунок 4.3.2 – Зависимость теплопритоков к резервуару от времени для полистирола ПС-1 при $\varphi=80\%$ и T_{oc} : 1 – 290 К, 2 – 295 К, 3 – 300 К

Анализ результатов численного моделирования, приведенных в данном параграфе, позволяет говорить о том, что конденсация влаги на поверхности низкотемпературной изоляции приводит к ожидаемому росту теплопритоков к резервуару, который составляет до 5,5 % для резервуара изолированного шлаковой ватой и до 4,6 % для резервуара изолированного полистиролом ПС-1 в зависимости от состояния окружающей среды. Рост температуры, относительной влажности окружающего воздуха и теплопроводности изоляционного материала ведёт к соответствующему росту холодопотерь рассматриваемой системы.

4.4 Влияние промерзания влажной изоляции ограждающих конструкций резервуаров для хранения криожидкостей на масштабы теплопритоков

Реальные условия работы низкотемпературной изоляции оборудования различного назначения свидетельствуют о возможности эксплуатации криогенных объектов в режимах существенного охлаждения

изоляции и даже ее промерзания [254–258]. Промерзание увлажненной изоляции резервуара для хранения криожидкостей приводит к тому, что в слое изоляционного материала образуется промерзшая и непромерзшая (увлажненная) зоны (рисунке 4.2.1). Уравнения теплопроводности для этих зон можно представить следующим образом:

$$\frac{\partial T_1}{\partial t} = a_{\text{эф1}} \left(\frac{\partial^2 T_1}{\partial r^2} + \frac{1}{r} \frac{\partial T_1}{\partial r} \right), \quad R_1 < r < \xi(t), \quad t > 0; \quad (4.4.1)$$

$$\frac{\partial T_2}{\partial t} = a_{\text{эф2}} \left(\frac{\partial^2 T_2}{\partial r^2} + \frac{1}{r} \frac{\partial T_2}{\partial r} \right), \quad \xi(t) < r < R_2, \quad t > 0. \quad (4.4.2)$$

Начальное условие:

$$T = T_0, \quad R_1 \leq r \leq R_2, \quad t = 0. \quad (4.4.3)$$

Граничные условия:

$$T_1 = T_{\text{ж}}, \quad r = R_1, \quad t > 0; \quad (4.4.4)$$

$$-\lambda_{\text{эф2}} \frac{\partial T_2}{\partial r} = \alpha (T_2 - T_{\text{oc}}), \quad r = R_2, \quad t > 0; \quad (4.4.5)$$

$$\lambda_{\text{эф1}} \frac{\partial T_1}{\partial r} - \lambda_{\text{эф2}} \frac{\partial T_2}{\partial r} = W_{\text{в}} r_{\text{пл}} \rho_{\text{в}} \frac{d\xi}{dt}, \quad (4.4.6)$$

$$T_1 = T_2 = T_{\text{пл}}, \quad r = \xi(t), \quad t > 0.$$

Обозначения: ξ – координата границы фазового перехода, м; $r_{\text{пл}}$ – удельная теплота плавления (кристаллизации), Дж/кг; W – относительное объемное влагосодержание изоляции; 1, 2 – промерзшая и увлажнённая зоны изоляции; в – вода; эф – эффективный, пл – плавление (кристаллизация).

Выражение (4.4.6) описывает фазовый переход на подвижной границе ξ . Формулы для расчета $W_{\text{в}}$ и $r_{\text{пл}}$, $\lambda_{\text{эф}}$ приведены в п. 4.2.

В таблицах 4.4.1, 4.4.2 представлены типичные результаты численного моделирования.

Анализ результатов численного моделирования позволяет говорить об ожидаемом увеличении теплопритоков к резервуару с ростом температуры окружающей среды T_{oc} и объемной доли влаги W , содержащейся в структуре

изоляции. Следует отметить закономерное обстоятельство, связанное с тем, что при использовании в качестве изоляции полистирола ПС-1 потери холода ниже чем при использовании шлаковой ваты из-за того что полистирол ПС-1 обладает несколько меньшей теплопроводностью чем шлаковая вата. Результаты расчета потерь холода, приведенные в таблицах 4.4.1 и 4.4.2, свидетельствуют о том, что увлажнение и последующее промерзание слоя тепловой изоляции приводят к росту потерь холода до $\delta_1=62$ % при использовании изоляции из полистирола ПС-1 и до $\delta_1=56,3$ % при применении шлаковой ваты для рассматриваемых значений T_{oc} и W .

Таблица 4.4.1 – Результаты численного моделирования в условиях промерзания влажной теплоизоляции из шлаковой ваты

T_{oc} , К	W , %	q_l , Вт/м	δ , мм	δ_1 , %	δ_2 , %	$t_{ст}$, ч
290	0	343,3	–	–	0,36	1,7
	1	495,3	45,5	30,7	0,50	1,7
	2	645,6	48,3	46,8	0,34	2,0
	3	786,2	50,0	56,3	0,32	2,2
295	0	371,9	–	–	0,36	1,7
	1	528,8	42,8	29,7	0,37	1,8
	2	679,6	45,8	45,3	0,35	2,1
	3	826,1	48,0	55,0	0,39	2,4
300	0	400,5	–	–	0,36	1,7
	1	559,7	40,3	28,4	0,41	1,8
	2	714,0	43,5	43,9	0,46	2,2
	3	864,0	45,8	53,7	0,40	2,4

Полученные результаты свидетельствуют о том, что при эксплуатации резервуаров для хранения криожидкостей даже при относительно невысоких значениях T_{oc} и W возможно существенное увеличение теплопритоков к

рассматриваемым объектам. Следует отметить, что, в рамках рассматриваемой задачи, в самом неблагоприятном случае ($T_{oc}=290K$, $W=3\%$, изоляция – шлаковая вата) слой тепловой изоляции промерзает полностью, что свидетельствует о возможности полного или частичного разрушения изоляционного покрытия. В других менее жестких условиях (таблицы 4.4.1, 4.4.2) толщина слоя промерзшей изоляции составляет от 40 до 49,8 мм. Учитывая то обстоятельство, что толщина теплоизоляционного слоя рассматриваемого резервуара составляет 50 мм можно предположить, что все рассматриваемые варианты эксплуатации резервуара являются потенциально опасными и могут привести к выходу изоляции из строя.

Таблица 4.4.2 – Результаты численного моделирования в условиях промерзания влажной теплоизоляции из полистирола ПС-1

T_{oc} , К	W, %	q_l , Вт/м	δ , мм	δ_1 , %	δ_2 , %	$t_{ст}$, ч
290	0	282,6	–	–	0,30	2,8
	1	441,9	45,0	36,1	0,32	2,2
	2	593,7	47,8	52,4	0,50	2,4
	3	743,1	49,8	62,0	0,34	2,5
295	0	306,1	–	–	0,30	2,8
	1	468,0	42,3	34,6	0,41	2,3
	2	624,8	45,4	51,0	0,36	2,5
	3	775,5	47,5	60,5	0,50	2,7
300	0	329,7	–	–	0,30	2,8
	1	495,5	40,0	33,5	0,31	2,4
	2	654,6	43,3	49,6	0,50	2,6
	3	809,6	45,5	59,3	0,44	2,9

На рисунке 4.4.1 для иллюстрации результатов моделирования представлено распределение температур в изоляции (шлаковая вата) в

зависимости от объёмной доли влаги W в изоляции при температуре окружающей среды $T = 300$ К в различные моменты времени.

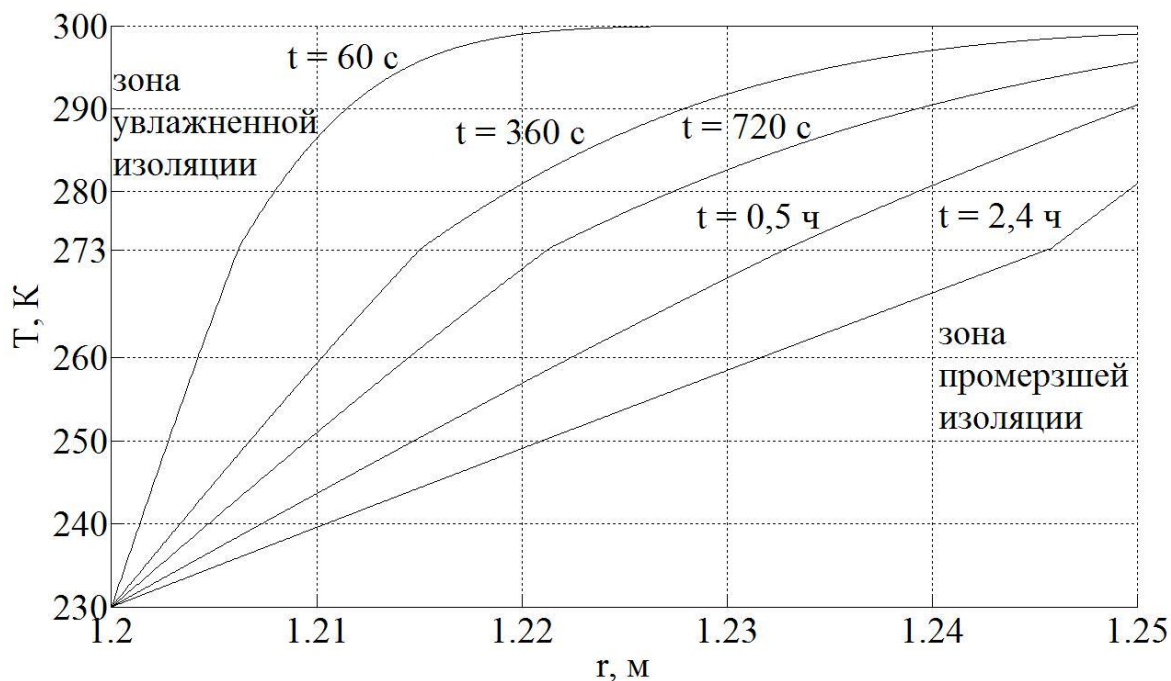


Рисунок 4.4.1 – Распределение температур в изоляции (шлаковая вата) при $T_{oc} = 300$ К и $W = 3$ % в различные моменты времени

Рисунок 4.4.1 наглядно иллюстрирует динамику изменения температурного поля слоя тепловой изоляции в зависимости от координаты подвижной границы фазового перехода в различные моменты времени. Из рисунка 4.4.1 видно промерзание слоя тепловой изоляции происходит достаточно быстро, например уже через 18 минут изоляционный слой промерзает на половину. Затем интенсивность промерзания снижается. В стационарном режиме на рисунке 4.4.1, судя по характеру изменения распределений температур, можно однозначно выделить зоны промерзшей и увлажненной изоляции.

На рисунках 4.4.2 и 4.4.3 приведены зависимости теплопритоков к резервуару от времени при $T_{oc} = 295$ К и использовании изоляции из шлаковой ваты и полистирола ПС-1.

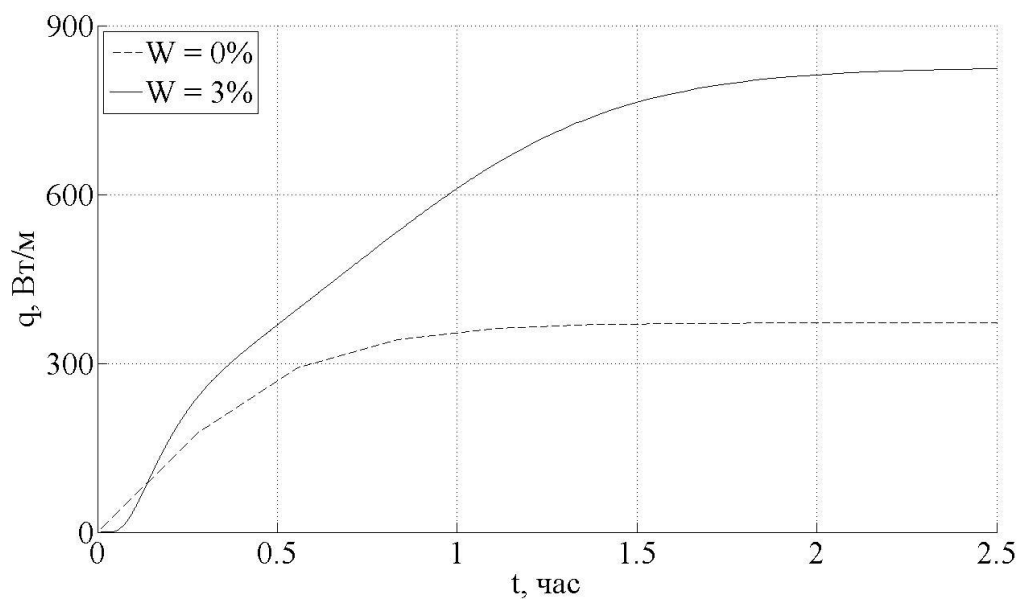


Рисунок 4.4.2 – Характерная зависимость теплопритока к резервуару от времени в условиях промерзания тепловой изоляции

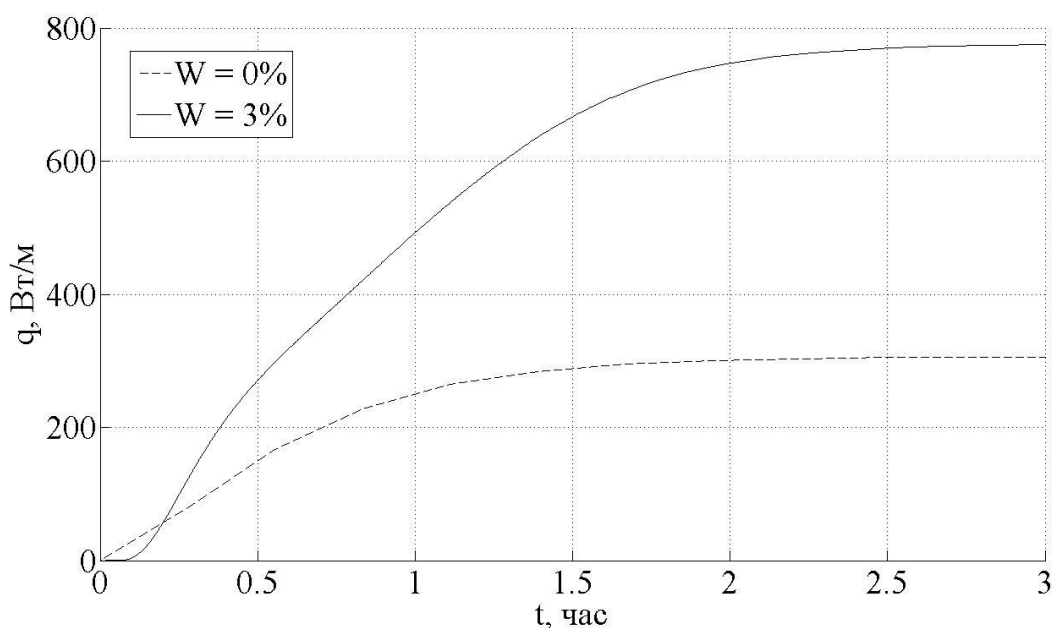


Рисунок 4.4.3. – Характерная зависимость теплопритока к резервуару от времени при $T_{oc} = 295 \text{ К}$ и использовании изоляции из ПС-1

Анализ нестационарности процессов теплопереноса в условиях задачи (4.4.1)–(4.4.6) позволяет сделать вывод о том, что длительность выхода процессов переноса на стационарный режим находится в диапазоне $t_{ст}=1,7...2,4$ часа для шлаковой ваты и в диапазоне $t_{ст}=2,2...2,9$ часа для

полистирола ПС-1 (таблица 4.4.2) в зависимости от температуры окружающей среды T_{oc} и объемной доли влаги W . Поскольку типичные времена хранения криожидкостей в резервуарах существенно превышают указанный временной интервал, то нестационарностью процессов теплопереноса в изоляции можно обоснованно пренебречь. Анализ изменения потерь холода во времени (рисунки 4.4.2, 4.4.3) позволяет сделать вывод о том, что в условиях отсутствия промерзания изоляции процессы теплопереноса можно считать установившимися уже 2–2,5 часа. Однако принимая во внимание вышесказанное и относительно небольшую продолжительность переходных процессов нестационарностью процессов теплопереноса для задачи (4.4.1)–(4.4.6) можно пренебречь.

Расчет потерь холода резервуаров для хранения криожидкостей в условиях промерзания слоя тепловой изоляции можно выполнить используя выражения (4.4.7)–(4.4.14).

Выражения (4.4.7)–(4.4.14) получены в результате обработки данных таблиц 4.4.1 и 4.4.2 методом наименьших квадратов.

Формулы (4.4.7)–(4.4.10) предназначены для расчета потерь холода резервуаров для хранения криожидкостей в стационарном режиме при использовании изоляции из шлаковой ваты, а формулы (4.4.11)–(4.4.14) для резервуаров изолированных полистиролом ПС-1, Вт/м:

$$q_1(W=0\%) = -7 \cdot 10^{-15} T_{oc}^2 + 5,72 T_{oc} - 1315,5; \quad (4.4.7)$$

$$q_1(W=1\%) = -0,052 T_{oc}^2 + 37,12 T_{oc} - 5896,3; \quad (4.4.8)$$

$$q_1(W=2\%) = 0,008 T_{oc}^2 + 2,12 T_{oc} - 642; \quad (4.4.9)$$

$$q_1(W=3\%) = -0,04 T_{oc}^2 + 31,38 T_{oc} - 4950. \quad (4.4.10)$$

$$q_1(W=0\%) = 0,002 T_{oc}^2 + 3,53 T_{oc} - 909,3; \quad (4.4.11)$$

$$q_1(W=1\%) = 0,028 T_{oc}^2 - 11,16 T_{oc} + 1323,5; \quad (4.4.12)$$

$$q_1(W=2\%) = -0,026 T_{oc}^2 + 21,43 T_{oc} - 3434,4; \quad (4.4.13)$$

$$q_1(W=3\%) = 0,034 T_{oc}^2 - 13,41 T_{oc} + 1772,6. \quad (4.4.14)$$

Выражения (4.4.7)–(4.4.14) справедливы при $290 \leq T_{oc} \leq 300$, $0 \leq W \leq 3$, толщина слоя изоляции 50 мм, $T_{ж} = 230$ К.

4.5 Анализ масштабов теплопритоков через ограждающие конструкции резервуаров для хранения криожидкостей в условиях миграции влаги к фронту промерзания влажной теплоизоляции

Для того чтобы учесть наличие переноса влаги в слое тепловой изоляции к математической постановке задачи (4.4.1)–(4.4.6) необходимо добавить уравнение диффузии с соответствующими начальными и граничными условиями, а так же учесть наличие конденсации влаги на внешнем контуре взаимодействия (рисунок 4.2.1). В этом случае математическая постановка задачи будет иметь вид:

$$\frac{\partial T_1}{\partial t} = a_{\text{эф1}} \left(\frac{\partial^2 T_1}{\partial r^2} + \frac{1}{r} \frac{\partial T_1}{\partial r} \right), \quad R_1 < r < \xi(t), \quad t > 0; \quad (4.5.1)$$

$$\frac{\partial T_2}{\partial t} = a_{\text{эф2}} \left(\frac{\partial^2 T_2}{\partial r^2} + \frac{1}{r} \frac{\partial T_2}{\partial r} \right), \quad \xi(t) < r < R_2, \quad t > 0; \quad (4.5.2)$$

$$\frac{\partial W_2}{\partial t} = D_2 \left(\frac{\partial^2 W_2}{\partial r^2} + \frac{1}{r} \frac{\partial W_2}{\partial r} \right), \quad \xi(t) < r < R_2, \quad t > 0. \quad (4.5.3)$$

Начальные условия:

$$T = T_0, \quad R_1 \leq r \leq R_2, \quad t = 0; \quad (4.5.4)$$

$$W = W_0, \quad R_1 \leq r \leq R_2, \quad t = 0. \quad (4.5.5)$$

Граничные условия:

$$T_1 = T_{ж}, \quad r = R_1, \quad t > 0; \quad (4.5.6)$$

$$-\lambda_{\text{эф2}} \frac{\partial T_2}{\partial r} = \alpha(T_2 - T_{oc}) - j \cdot r_{\text{пар}}, \quad r = R_2, \quad t > 0; \quad (4.5.7)$$

$$-D_2 \frac{\partial W_2}{\partial r} = \beta(W_2 - W_{oc}), \quad r = R_2, \quad t > 0; \quad (4.5.8)$$

$$\frac{\partial W_2}{\partial r} = 0, \quad r = \xi(t), \quad t > 0; \quad (4.5.9)$$

$$\lambda_{\text{эф1}} \frac{\partial T_1}{\partial r} - \lambda_{\text{эф2}} \frac{\partial T_2}{\partial r} = \overline{W}_r \bar{\rho} \frac{d\xi}{dt}, \quad (4.5.10)$$

$$T_1 = T_2 = T_{\text{пл}}, \quad r = \xi(t), \quad t > 0.$$

Обозначения: $\bar{\rho} = (\rho_{\text{в}} + \rho_{\text{л}})/2$ – средняя плотность, кг/м³;

$\overline{W} = (W_{\text{в}} + W_{\text{л}})/2$ – среднее относительное влагосодержание изоляции по объёму; β – коэффициент массоотдачи, м/с; D – коэффициент диффузии капельной влаги, м²/с.

Индексы: 1, 2 – промерзшая и увлажнённая зоны изоляции; л – лед.

Выражения для расчета β и $W_{\text{л}}$ приведены в п. 4.2.

В таблицах 4.5.1, 4.5.2 приведены величины теплопритоков к резервуару с учетом q_1 и без учета q_2 промерзания тепловой изоляции, сравнение этих величин между собой δ_1 , а также толщина слоя промерзшей изоляции δ , объемное содержание влаги в атмосферном воздухе $W_{\text{ос}}$ и время выхода процессов на стационарный режим $t_{\text{ст}}$ при различных значениях $T_{\text{ос}}$ и φ .

Таблица 4.5.1 – Результаты моделирования для шлаковой ваты

$T_{\text{ос}}, \text{K}$	$\varphi, \%$	$q_1, \text{Вт/м}$	$q_2, \text{Вт/м}$	$W_{\text{ос}}, \%$	$\delta, \text{мм}$	$\delta_1, \%$	$\delta_2, \%$	$t_{\text{ст}}, \text{ч}$
290	60	500,7	343,3	1,14	45,0	31,4	0,49	1,5
	80	512,6		1,53	44,1	33,0	0,34	2,1
	100	524,9		1,91	43,1	34,6	0,30	2,3
295	60	538,7	371,9	1,56	41,8	31,0	0,50	1,8
	80	557,5		2,09	40,6	33,3	0,30	2,5
	100	572,7		2,61	39,3	35,1	0,45	2,7
300	60	582,0	400,5	2,11	38,7	31,2	0,35	2,1
	80	606,1		2,82	37,1	33,9	0,46	2,7
	100	633,0		3,54	35,6	36,7	0,36	3,5

Таблица 4.5.2 – Результаты моделирования для полистирола ПС-1

T_{oc}, K	$\varphi, \%$	$q_1, \text{Вт/м}$	$q_2, \text{Вт/м}$	$W_{oc}, \%$	$\delta, \text{мм}$	$\delta_1, \%$	$\delta_2, \%$	$t_{ст}, \text{ч}$
290	60	447,6	282,6	1,14	44,7	36,9	0,36	21
	80	456,7		1,53	43,7	38,1	0,28	52
	100	466,8		1,91	42,7	39,5	0,25	56
295	60	479,7	306,1	1,56	41,6	36,2	0,34	72
	80	492,2		2,09	40,2	37,8	0,31	130
	100	511,0		2,61	39,0	40,1	0,36	138
300	60	516,7	329,7	2,11	38,5	36,2	0,24	149
	80	539,1		2,82	36,8	38,8	0,34	248
	100	563,4	329,7	3,54	35,2	41,5	0,26	309

Результаты численного моделирования, приведенные в таблицах 4.5.1, 4.5.2 позволяют говорить об ожидаемом увеличении теплопритоков к резервуару с ростом температуры окружающей среды T_{oc} , относительной влажности воздуха φ и количества содержащейся в структуре изоляции влаги.

Результаты расчета потерь холода, свидетельствуют о том, что увлажнение и последующее промерзание слоя тепловой изоляции приводят к росту потерь холода до $\delta_1 = 36,7 \%$ для шлаковой ваты и до $\delta_1 = 41,5 \%$ для полистирола ПС-1 в рассматриваемом диапазоне изменения T_{oc} и φ . Соотношение величин q_1 и q_2 , позволяет утверждать о том, что при эксплуатации резервуаров для хранения криожидкостей даже при относительно невысоких значениях T_{oc} и φ возможно существенное увеличение теплопритоков к рассматриваемым объектам.

Следует также отметить, что, в рамках рассматриваемой задачи, толщина слоя промерзшей тепловой изоляции имеет максимальное значение

$\delta = 45,0$ мм для шлаковой ваты (таблица 4.5.1) и $\delta = 44,7$ мм для полистирола ПС-1 (таблица 4.5.2), что соответствует практически полному промерзанию теплоизоляционного покрытия рассматриваемого объекта. Это обстоятельство обуславливает необходимость учета возможного промерзания слоя тепловой изоляции при проектировании и анализе тепловых режимов работы резервуаров для хранения криожидкостей.

На рисунке 4.5.1 приведены величины теплопритоков к резервуару в зависимости от времени при относительной влажности воздуха $\varphi = 100\%$ и температуре окружающей среды $T_{oc}=290, 295, 300$ К для шлаковой ваты.

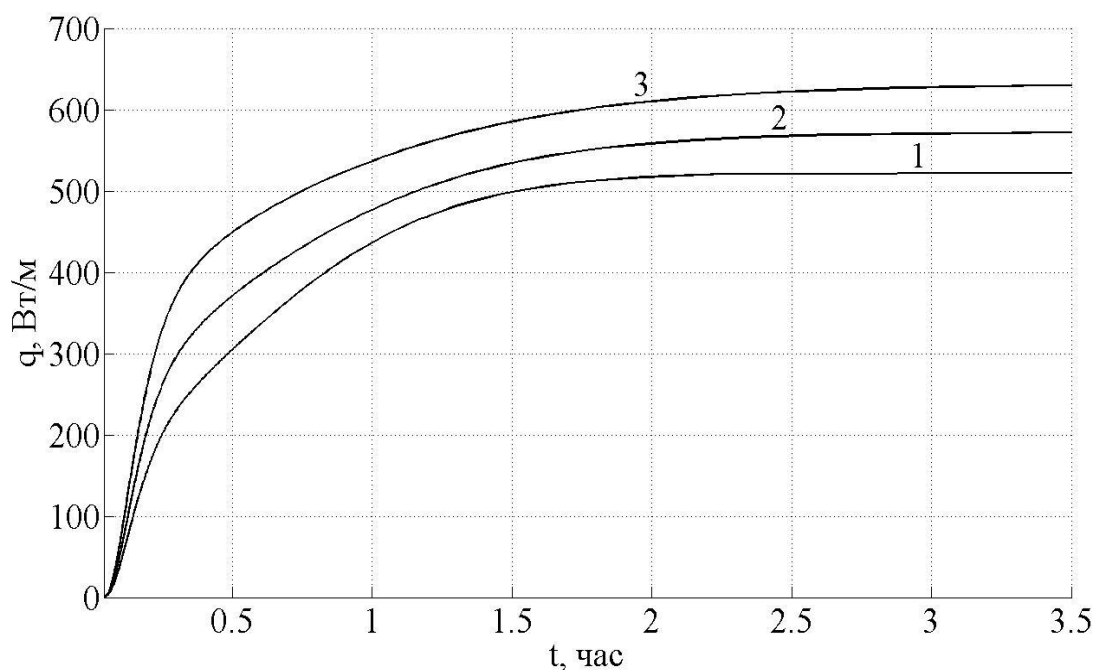


Рисунок 4.5.1 – Зависимость теплопритоков к резервуару от времени для шлаковой ваты при $\varphi = 100\%$ и температуре окружающей среды T_{oc} : 1 – 290 К, 2 – 295 К, 3 – 300 К

Анализ нестационарности процессов теплопереноса в рассматриваемой системе позволяет сделать вывод о том, что длительность выхода на стационарный режим находится в диапазоне $t_{ст}=1,5-3,5$ часа для шлаковой ваты (таблица 4.5.1) в зависимости от температуры окружающей среды T_{oc} и относительной влажности воздуха φ . К тому же наиболее

интенсивный рост теплопритоков к резервуару (рисунок 4.5.1) наблюдается в течение первого часа эксплуатации, что существенно ниже типичного времени хранения криожидкостей в резервуарах [52, 53]. По этим причинам, при проведении численного моделирования тепловых режимов резервуаров для хранения криожидкостей, нестационарностью процессов переноса в изоляции можно обоснованно пренебречь.

Результаты численного исследования холодопотерь, приведенные в таблицах 4.5.1, 4.5.2 обработаны методом наименьших квадратов и получены зависимости для расчета потерь холода рассматриваемой системы в зависимости от T_{oc} при фиксированных значениях φ .

Выражения для расчета теплопритоков при использовании шлаковой ваты имеют вид, Вт/м:

$$q_2 = -7 \cdot 10^{-15} T_{oc}^2 + 5,72 T_{oc} - 1315,5;$$

$$q_1(\varphi=60\%) = 0,106 T_{oc}^2 - 54,41 T_{oc} + 7365;$$

$$q_1(\varphi=80\%) = 0,074 T_{oc}^2 - 34,31 T_{oc} + 4239,1;$$

$$q_1(\varphi=100\%) = 0,25 T_{oc}^2 - 136,69 T_{oc} + 19140.$$

Выражения для расчета теплопритоков при использовании полистирола ПС-1 имеют вид, Вт/м:

$$q_2 = -0,002 T_{oc}^2 + 5,89 T_{oc} - 1257;$$

$$q_1(\varphi=60\%) = 0,02 T_{oc}^2 - 9,88 T_{oc} + 1630,8;$$

$$q_1(\varphi=80\%) = 0,126 T_{oc}^2 - 71,21 T_{oc} + 10534;$$

$$q_1(\varphi=100\%) = 0,038 T_{oc}^2 - 17,75 T_{oc} + 2468,4.$$

На рисунке 4.5.2 приведены величины теплопритоков к резервуару в зависимости от времени при температуре окружающей среды $T_{oc}=290-300$ К, значении относительной влажности воздуха $\varphi = 100\%$ и использовании изоляции из полистирола ПС-1.

Анализ нестационарности процессов переноса в рассматриваемой системе позволяет сделать вывод о том, что длительность выхода на стационарный режим находится в диапазоне $t_{ct}=21-309$ часов (таблица 4.5.2)

в зависимости от температуры окружающей среды T_{oc} и относительной влажности воздуха φ .

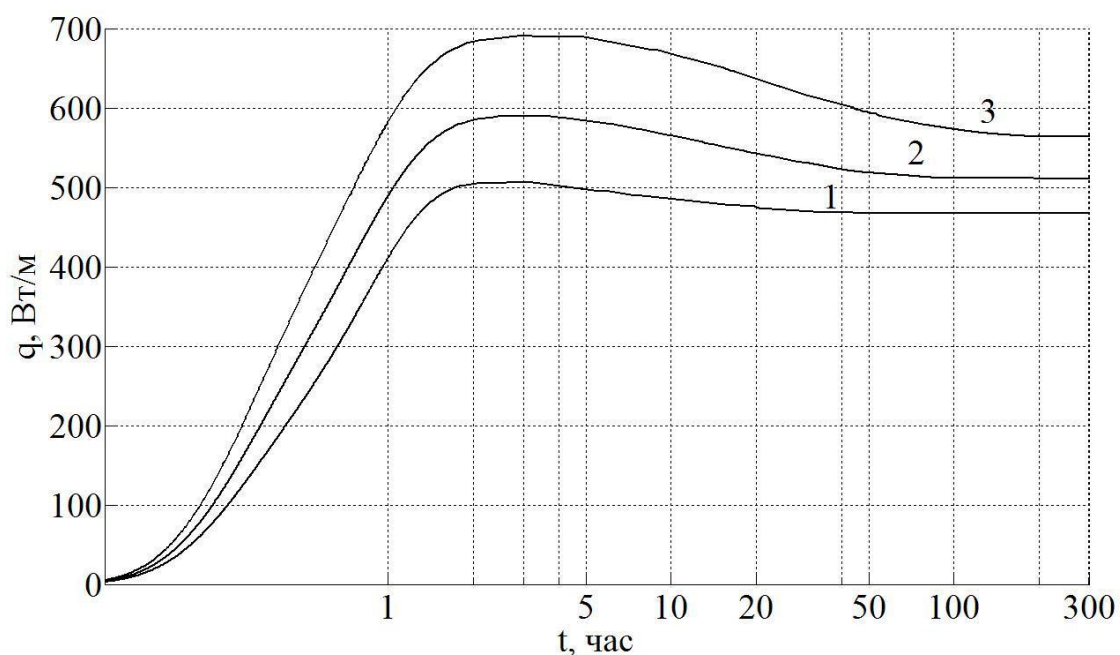


Рисунок 4.5.2 – Зависимость теплопритоков к резервуару от времени для полистирола ПС-1 при $\varphi=100\%$ и T_{oc} : 1 – 290 К, 2 – 295 К, 3 – 300 К

Следует отметить, что процессы тепломассопереноса во влагоустойчивой тепловой изоляции (например, полистирол ПС-1) резервуаров для хранения криожидкостей носят существенно нестационарный характер, а изменение величины теплопритоков во времени (рисунок 4.5.2) можно описать следующим образом. В течение первых 2-4 часов наблюдается резкое повышение потерь холода, а затем, по мере установления стационарного режима, величина тепловых притоков к резервуару снижается вплоть до постоянного значения q_1 (таблица 4.5.3). Интенсификация потерь холода в начальный временной промежуток объясняется тем, что в этот период времени происходит «быстрая» кристаллизация (замерзание) начальной влаги W_0 , содержащейся в тепловой изоляции. Последующее снижение уровня теплопритоков связано с конденсацией влаги из влажного воздуха на внешней границе

рассматриваемой системы, диффузией конденсата в структуру слоя тепловой изоляции и плавлением (размораживанием) кристаллической влаги (льда). Эти обстоятельства подтверждают необходимость учета нестационарности процессов переноса, промерзания тепловой изоляции и наличие миграции влаги к фронту фазового перехода при анализе режимов работы резервуаров для хранения криожидкостей, имеющих влагоустойчивую тепловую изоляцию.

На рисунках 4.5.3 и 4.5.4 приведены распределения объемных долей влаги по толщине в увлажненной зоне изоляции из полистирола ПС-1 (рисунок 4.5.3) и шлаковой ваты (рисунок 4.5.4) при температуре окружающей среды $T_{oc} = 290\text{K}$ и относительной влажности воздуха $\varphi = 100\%$ в различные моменты времени.

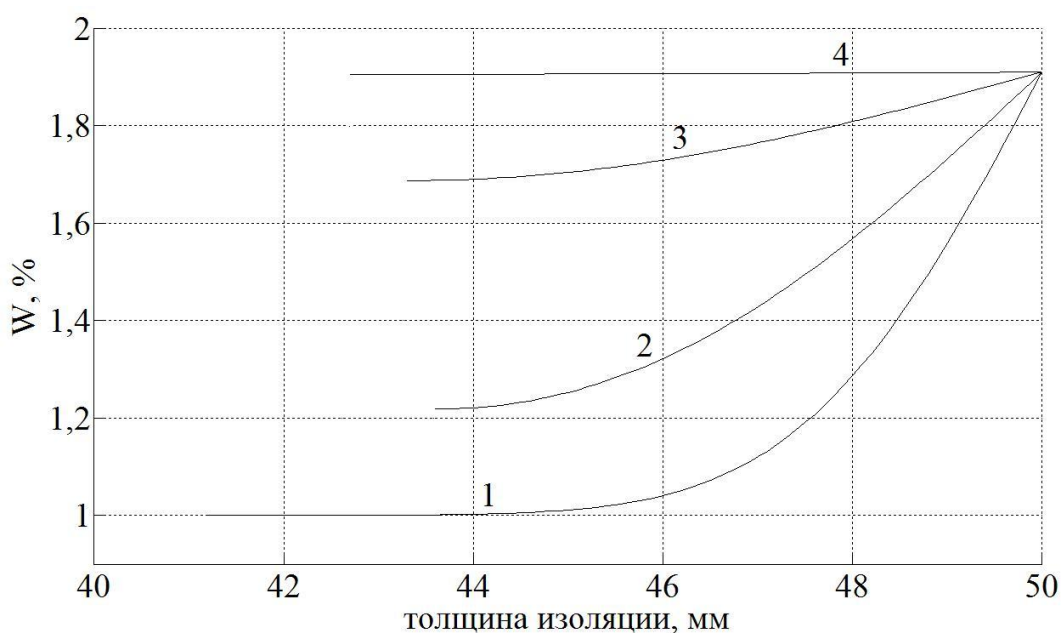


Рисунок 4.5.3 – Распределение объемной доли влаги W по толщине в увлажненной зоне изоляции из полистирола ПС-1 в различные моменты времени: 1 – 1 ч; 2 – 4 ч; 3 – 17 ч; 4 – 56 ч

Распределения объемных долей влаги, приведенные на рисунках 4.5.3 и 4.5.4, подтверждают вышеприведенные выводы о необходимости учета нестационарности процессов переноса для влагоустойчивых материалов и

возможности пренебрежения этими зависимостями для материалов с относительно высокими коэффициентами переноса.

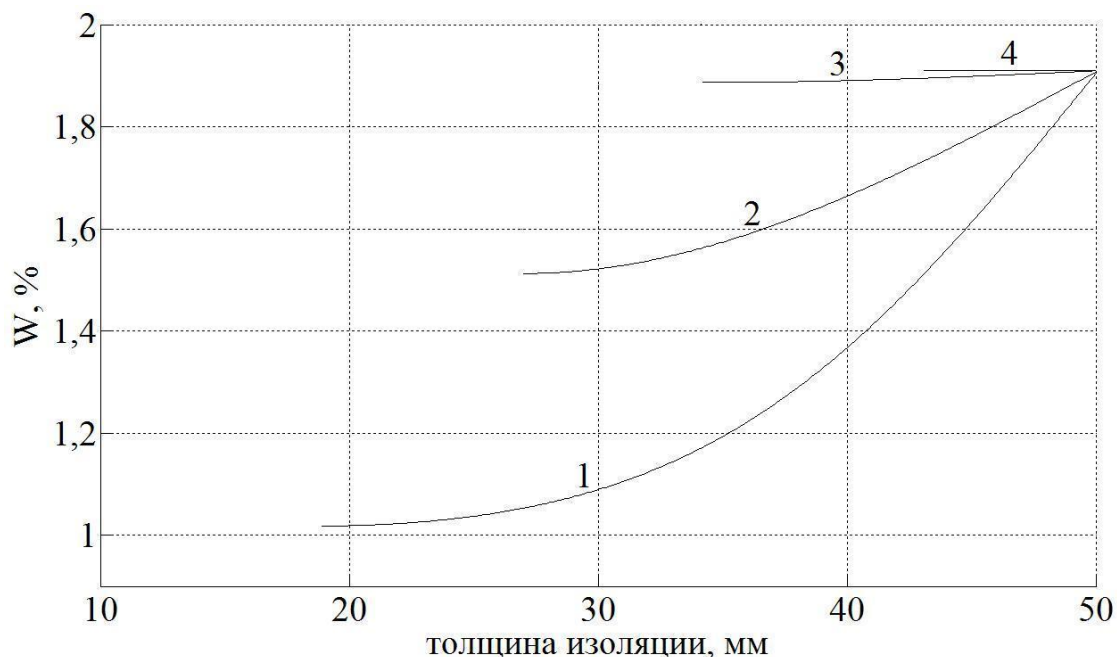


Рисунок 4.5.4 – Распределение объемной доли влаги W по толщине в увлажненной зоне изоляции из шлаковой ваты в различные моменты времени: 1 – 400 с; 2 – 0,25 ч; 3 – 0,5 ч; 4 – 2,3ч

Сопоставление зависимостей содержания объемных долей влаги по толщине в увлажненной зоне изоляции в различные моменты времени с известными результатами экспериментальных работ других авторов [190] позволяет сделать вывод о достаточно хорошем качественном согласовании между результатами теоретического расчета и экспериментального исследования тепловлагопереноса в пористой структуре тепловой изоляции резервуаров для хранения криожидкостей.

4.6 Анализ возможности разрушения изоляции низкотемпературных трубопроводов

Низкотемпературные трубопроводы являются частью системы загрузки на любом заводе по производству сжиженного природного газа (СПГ).

Условие периодической эксплуатации – это особенность работы системы загрузки СПГ [259].

Система загрузки представляет собой сложный технический комплекс, который эксплуатируется в двух режимах: режиме ожидания и режиме загрузки. Режим ожидания – это периоды времени, когда газ не отгружается. Но при этом система загрузки поддерживается в «холодном» состоянии при температуре ~ 133 К. Это температура отпарного газа. Отпарной газ образуется при циркуляции СПГ по системе загрузки. Режим загрузки, соответственно – это период времени, когда перекачивается СПГ из резервуаров. И при этом температура СПГ составляет ~ 112 К [259].

Анализ возможности разрушения изоляции низкотемпературных трубопроводов рассматривается на примере системы транспортировки криожидкостей. Для тепловой изоляции трубопровода совместно решаются одномерные нестационарные задачи теплопроводности и термоупругости. Затем проводится оценка долговечности материала посредством кинетической концепции прочности твердых тел [129].

Внешний контур изоляции трубопровода контактирует с окружающей средой. Для задачи теплопроводности на внутренней R_1 и внешней R_2 границах слоя тепловой изоляции вводятся граничные условия первого и третьего рода, соответственно. В начальный момент времени температура T_{oc} равна постоянной величине. Предполагается, что температура внутренней поверхности изоляции равна температуре холодной жидкости $T_{ж}$. В результате охлаждения изоляции в ней возникают температурные напряжения. Предполагается, что перенос тепла в изоляции происходит только вследствие теплопроводности.

Уравнение теплопроводности для слоя изоляции низкотемпературного трубопровода в цилиндрической системе координат имеет вид:

$$\frac{\partial T}{\partial t} = a \left(\frac{\partial^2 T}{\partial r^2} + \frac{1}{r} \frac{\partial T}{\partial r} \right). \quad (4.6.1)$$

Предполагается, что температура меняется только по толщине материала $T=T(r)$. Тогда компоненты напряжения будут иметь вид:

$$\sigma_{yy} = \sigma_{zz} = \sigma(r), \quad \sigma_{xx} = \sigma_{xz} = \sigma_{xy} = 0. \quad (4.6.2)$$

$$\sigma(r, \tau) = \frac{\alpha \cdot E}{1 - \nu} \left[\frac{1}{\delta} \int_0^{\delta} T(r, \tau) dx - T(r, \tau) \right]. \quad (4.6.3)$$

Уравнение для оценки долговечности имеет следующий вид:

$$\tau_d = \tau_0 \exp \frac{U_0 - \gamma \sigma}{kT_{cp}}. \quad (4.6.4)$$

Начальные условия:

$$T = T_{нач.} = const, \quad R_1 \leq r \leq R_2, \quad \tau = 0. \quad (4.6.5)$$

Граничные условия:

$$\begin{aligned} r = R_1, \quad T = T_{ж} = const, \quad \tau > 0, \\ -k \frac{\partial T}{\partial r} = \alpha(T - T_{oc}), \quad r = R_2, \quad \tau > 0. \end{aligned} \quad (4.6.6)$$

Обозначения: R – граница области расчета; T – температура, К; a – температуропроводность, м²/с; τ – время, с; r – координата, м; k – теплопроводность, Вт/(м·К); α – коэффициент теплоотдачи, Вт/(м²·К); σ – компонент напряжения; ν – коэффициент Пуассона; E – модуль Юнга, Мпа; λ и μ – постоянные Ляме; α_p – коэффициент линейного температурного расширения, К⁻¹; $\tau_0 = 10^{-14}$ с. – период тепловых колебаний атомов (для полимеров); U_0 – энергия активации процесса разрушения, Дж/моль; k – постоянная Больцмана, Дж/К; T_{cp} – средняя по толщине температура изоляции, К; γ – структурно-чувствительный коэффициент, м³; нач. – начальный момент времени; 1, 2 – номера границ области расчета; ос – окружающая среда; ж – жидкость.

При расчете долговечности отдельно рассчитывался структурно-чувствительный коэффициент γ . Методика и формула для расчета представлены в [262].

В качестве примера рассматривается низкотемпературный трубопровод, по которому транспортируется СПГ. Основные компоненты СПГ: метан, этан, пропан, изобутан, n-бутан и азот. Температура смеси газов: $\approx -161^{\circ}\text{C}$. Давление смеси газов немного выше атмосферного. Диаметр трубопровода 400 мм. Толщина изоляции 280 мм. Тепловая изоляция – пенополиуретан. Предполагается, что трубопровод эксплуатируется в летнее время года, а максимальная температура окружающей среды составляет $t_{oc}=45^{\circ}\text{C}$ (о. Сахалин, г. Южно-Сахалинск).

В таблице 4.6.1 приведены значения характеристик пенополиуретана [50, 86] при температуре близкой к -160°C или равной -160°C .

Таблица 4.6.1 – Характеристики ППУ

Характеристика	k , Вт/(м·К)	c , кДж/(кг·К)	ρ , кг/м ³	α_p , $\cdot 10^{-6}$, К ⁻¹	E , МПа	μ	σ , МПа
ППУ	0,032	0,605	80	71	1,15	0,33	0,4-0,7

Обозначения: k – теплопроводность, Вт/(м·К); c – удельная теплоемкость, кДж/(кг·К); ρ – плотность, кг/м³; α_p – коэффициент линейного температурного расширения, К⁻¹; E – модуль Юнга, МПа; μ – коэффициент Пуассона; σ – предел прочности при растяжении, МПа.

Рассматривается прототип участка низкотемпературного трубопровода проекта Сахалин-2, который является частью системы загрузки. Система загрузки рассчитана на обслуживание судов для транспортировки СПГ вместимостью от 125000 до 145000 м³. Учитывая, что расчетная производительность системы загрузки СПГ – 10000 м³/ч, примем время длительности действия термического напряжения равным 14 часам.

На основе данных [262] можно принять $U_0=95000$ Дж/моль. Расчет структурно-чувствительного коэффициента выполняется по формуле:

$$\gamma = 2,3kTtg\alpha \quad (4.6.7)$$

где $tg\alpha$ – тангенс угла наклона прямой, описывающей формулу для нахождения долговечности; $tg\alpha \approx 3$; T – средняя по толщине температура изоляции, К; $T=215,5$ К. Подставив значения, найдем что $\gamma=2,1 \cdot 10^{-26} \text{ м}^3$.

На рисунке 4.6.1 приведены [263, 264] распределения температур по толщине изоляции (а), температурных напряжений по толщине изоляции (б) и температурных напряжений на внешней и внутренней поверхностях изоляции по времени загрузки (14 часов) (в).

Температурные напряжения на внутренней стороне низкотемпературной изоляции имеют максимальные значения (рисунок 4.6.1 б). Подобный характер кривой относительно распределения температурных напряжений по толщине изоляции (рисунок 4.6.1 б) является определяющим.

Распределение температурных напряжений на внешней (нижняя кривая) и внутренней (верхняя кривая) поверхностях изоляции по времени загрузки показывает, что максимальное значение достигается через определенный промежуток времени (841 с.). Учитывая, что принятое время загрузки составляет 14 часов, а верхняя кривая «обрывается» намного раньше, это лишь является результатом того, что после ≈ 5000 с. процесс стабилизируется, и температурные напряжения больше не изменяются с течением времени и остаются постоянными до конца загрузки. Данные по температурным напряжениям представлены в таблице 4.6.2.

Таблица 4.6.2 – Результаты анализа температурных напряжений для пенополиуретановой изоляции в экстремальных условиях эксплуатации

Максимальное значение температурных напряжений σ_{max} , Па · 10 ⁴	Время загрузки, τ_{load} , с.	Стабилизированное значение температурных напряжений σ_{stab} , Па · 10 ⁴	Время загрузки, τ_{load} , с.
1,78	841	1,65	с ≈ 5000

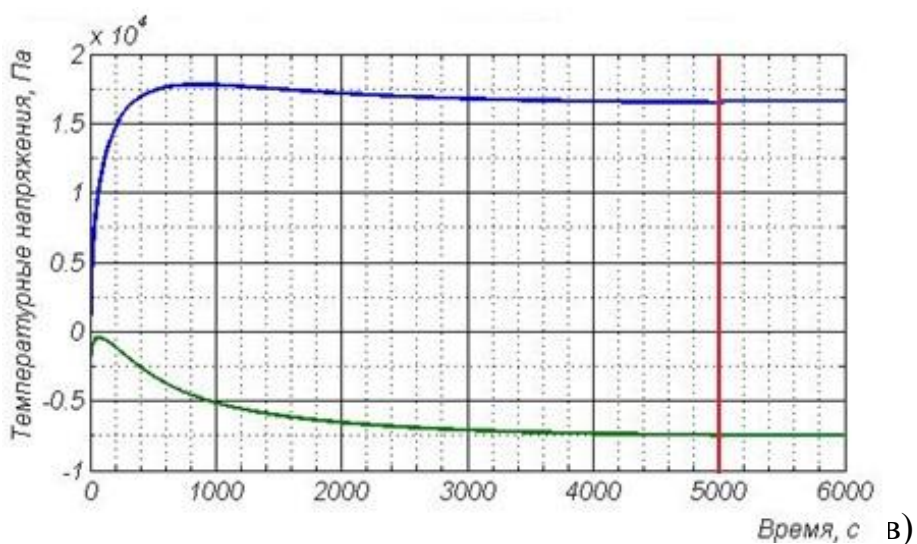
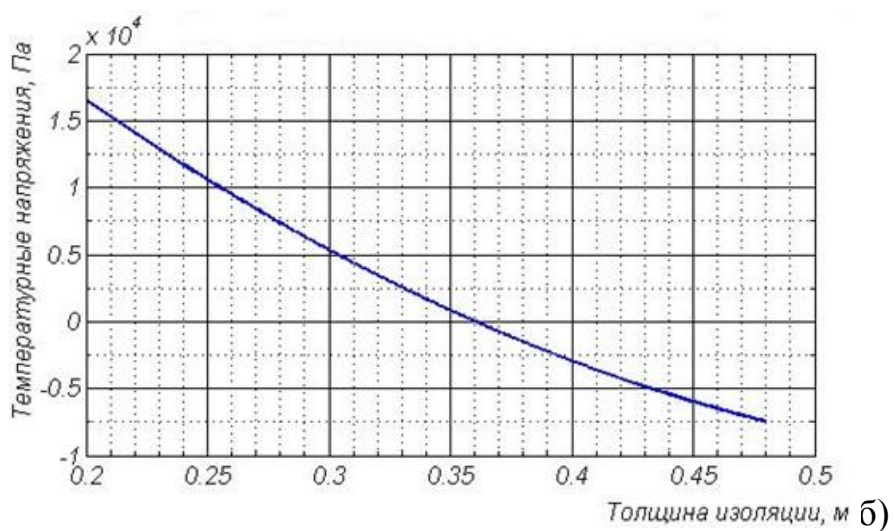
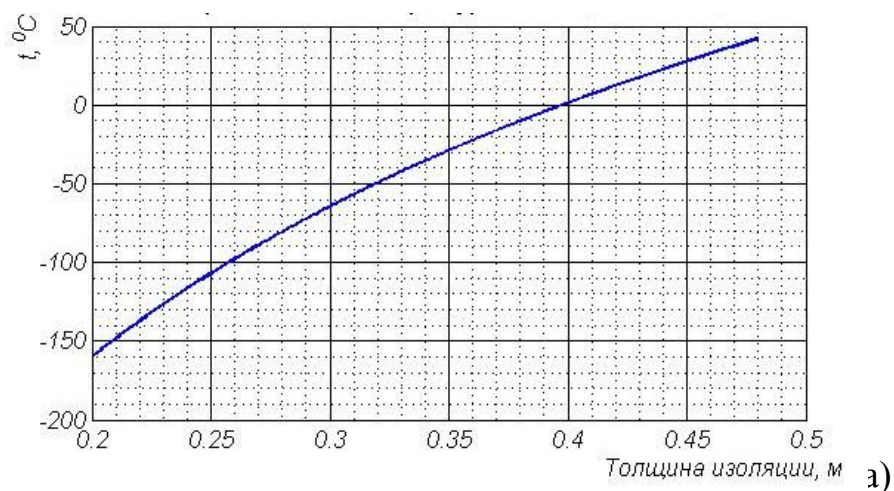


Рисунок 4.6.1 – а) распределение температур по толщине изоляции;
 б) распределение температурных напряжений по толщине изоляции;
 в) распределение температурных напряжений на внешней и внутренней
 поверхностях изоляции по времени загрузки

В таблице 4.6.3 приведены результаты численного моделирования [263, 264] возможности разрушения пенополиуретановой изоляции в экстремальных условиях эксплуатации.

Таблица 4.6.3 – Результаты анализа долговечности пенополиуретановой изоляции в экстремальных условиях эксплуатации

Условия	$\gamma, \text{ м}^3$	$\tau(\sigma), \text{ год; (кол-во загрузок)}$
при $T_{average}=215,5 \text{ К}$ и $\sigma_{max}=1,78 \cdot 10^4 \text{ Па}$	$2,1 \cdot 10^{-26}$	31; (19397)
при $T_{average}=215,5 \text{ К}$ и $\sigma_{stab}=1,65 \cdot 10^4 \text{ Па}$	$2,1 \cdot 10^{-26}$	31,33; (19604)

Обозначения: γ – структурно-чувствительный коэффициент, м^3 ; $\tau(\sigma)$ – долговечность изоляционного материала, год; $T_{average}$ – средняя температура по толщине изоляции, К.

Анализ долговечности проводился согласно [129], где расчет структурно-чувствительного коэффициента γ необходимо рассмотреть отдельно. Полученные результаты анализа долговечности пенополиуретановой изоляции носят адекватный характер, учитывая проектные данные по низкотемпературным трубопроводам, применяемым на проекте Сахалин-2. Сроки эксплуатации низкотемпературных трубопроводов – более 30 лет.

Необходимо отметить, что, как и ожидалось, наблюдается увеличение значения долговечности при уменьшении значения температурных напряжений (при постоянной температуре по толщине изоляции).

В таблице 4.6.4 приведены результаты анализа долговечности пенополиуретановой изоляции при изменении температуры окружающей среды. Анализ результатов, приведенных в таблице 4.6.4, дает возможность говорить о сокращении срока службы изоляционного материала с повышением температуры окружающей среды, причем увеличение температуры окружающей среды на каждые 10^0 С дают существенное снижение значений долговечности. Однако во всех случаях значения долговечности не являются критическими.

Таблица 4.6.4 – Результаты анализа долговечности ППУ изоляции

Температура окружающей среды T , К	σ_{max} , Па·10 ⁴	τ_{load} , с.	σ_{stab} , Па·10 ⁴	τ_{load} , с.	γ , м ³ ·10 ⁻²⁶	$\tau(\sigma_{max})$, ГОД; (КОЛ-ВО загрузок)	$\tau(\sigma_{stab})$, ГОД; (КОЛ-ВО загрузок)
308	1,74	845	1,62	5000	1,73	127,40; (79716)	128,30; (80279)
298	1,70	851	1,59	4240	1,89	476,10	479,60
283	1,64	839	1,54	4324	2,13	3,90·10 ³	3,93·10 ³
263	1,57	851	1,47	4260	2,38	84,2·10 ³	85·10 ³

На рисунке 4.6.2 показано распределение температурных напряжений на внутренней поверхности пенополиуретановой изоляции по времени загрузки (14 часов) при различных температурах окружающей среды.

Анализ температурных напряжений (рисунок 4.6.2) позволяет сделать вывод о том, что при увеличении температуры окружающей среды наблюдается ожидаемый рост значений температурных напряжений, как в области максимальных значений, так и в области стабилизированных значений. При этом температурные напряжения стабилизируются ≈ 5000 с.

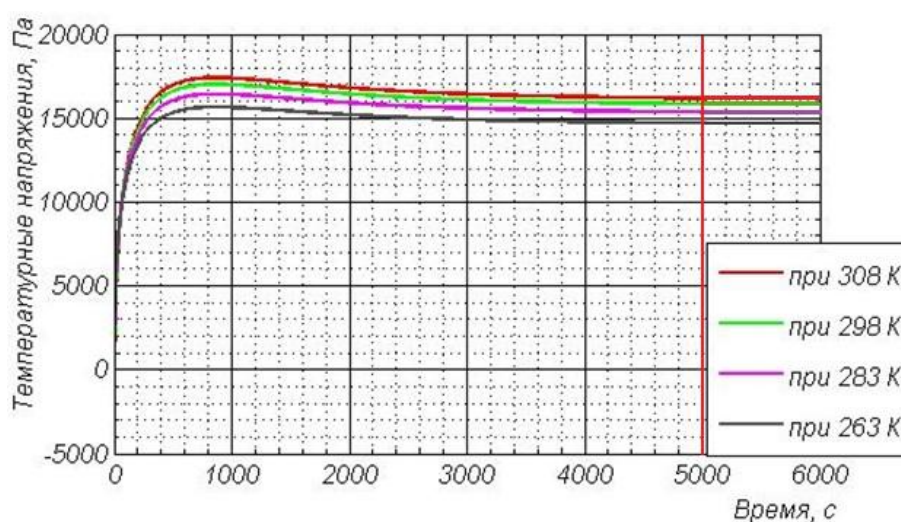


Рисунок 4.6.2 – Распределение температурных напряжений на внутренней поверхности пенополиуретановой изоляции по времени загрузки (14 часов) при различных температурах окружающей среды

ГЛАВА 5 ТЕПЛОВЫЕ РЕЖИМЫ РЕЗЕРВУАРОВ ДЛЯ ХРАНЕНИЯ ЭНЕРГОНОСИТЕЛЕЙ

5.1 Современное состояние проблемы анализа тепловых режимов резервуаров для хранения энергоносителей

5.1.1 Энергосбережение в мазутных хозяйствах и их нормативный тепловой расчет

Анализ состояния объектов мазутных хозяйств ТЭС [59–61] убеждает в том, что для разогрева мазута необходимы чрезвычайно большие энергозатраты. Нормативный расход пара на мазутных хозяйствах ГРЭС мощностью 2400 МВт в холодный период года составляет 218 т/ч, причем на разогрев и слив мазута – 126 т/ч [265]. Снижение расхода пара на 1 % равнозначно экономии 1000 тонн мазута в год.

В частности, значительные потери энергии вызваны предварительным подогревом и непрерывным поддержанием нормативного диапазона температур мазута около 60–70 °С – в процессе его хранения (и при отборе на котел) в основных резервуарах мазутохранилища ТЭС, резервуарах промышленных и отопительных котельных.

По нормам технологического проектирования тепловых электростанций и тепловых сетей запас топлива должен обеспечить 15-суточную работу электростанции при номинальной нагрузке, поэтому на мощных газомазутных ГРЭС и ТЭС емкости мазутных складов достигают 250 тысяч тонн и более, а длительность хранения мазута, когда он является резервным топливом, иногда составляет 6 месяцев. Возможное в перспективе сооружение базовых мазутохранилищ с аварийным запасом топлива для ряда электростанций может привести к увеличению как запасов мазута, так и продолжительности его хранения, что неизбежно будет сопровождаться резко возрастающими потерями тепла от основных резервуаров мазута.

Экспериментальные данные [266] показывают, что при хранении мазута в обвалованных железобетонных резервуарах при температуре 60–70 °С годовые потери тепла составляют 630–880 МДж. Суточные потери тепла стального теплоизолированного резервуара вместимостью 10000 м³ достигают 16,7 ГДж (при температуре атмосферного воздуха – 9 °С), или в среднем 60 Вт/м². Таким образом, потери тепла от одного резервуара эквивалентны работе 3100 шт. осветительных ламп накаливания мощностью 60 Вт каждая. При охлаждении основных резервуаров вместимостью 2000м³ при $t_{в} = - 20,4$ °С потери составляют 97 Вт/м².

Циркуляционный подогрев мазута в основных резервуарах ТЭС, широко применяемый в мазутном хозяйстве, имеет существенные недостатки с точки зрения затрат энергии. Результаты испытаний [267] показали, что этот вид подогрева создает однородное температурное поле в объеме мазута. Следовательно, вблизи стенки резервуара поддерживается значительный температурный напор мазут – воздух, приводящий к более значительным потерям тепла в окружающую среду по сравнению, например, с потерями при подогреве мазута с помощью внутрирезервуарных подогревателей.

При циркуляционном подогреве затраты мощности на перекачивание мазута по циркуляционному контуру также довольно существенны. Если использовать данные по подогреву мазута в цистернах [61], тогда согласно приближенной оценке, можно отметить, что расход пара при циркуляционном подогреве мазута в резервуаре в 2 раза больше, чем при его разогреве посредством внутрирезервуарных подогревателей.

Высокий уровень нормативных температур в основных резервуарах мазутного хозяйства ТЭС и котельных приводит к существенным потерям мазута (до 0,3–9,6% объема резервуара в год) и к сильной загазованности атмосферного воздуха из-за испарения мазута со свободной поверхности топлива в резервуаре [61].

Для экономии энергии при хранении мазута в основных резервуарах ТЭС в случае отсутствия отбора мазута на котел предложен [266] и промышленно испытан метод холодного хранения мазута (при полностью отключенном подогреве резервуара). Доказаны экономическая целесообразность применения и необходимость широкого внедрения этого метода в практику работы ТЭС. При этом следует ожидать уменьшения потерь при испарении мазута. Использование указанного метода будет способствовать также улучшению экологической обстановки в районе ТЭС.

Однако метод холодного хранения обладает некоторыми недостатками. Так, разогрев резервуара после длительного холодного хранения мазута до нормативного уровня температур 60–70 °С перед подачей его в котел осуществляется довольно долго: 30–80 часов и более.

Для исключения затрат тепла на подогрев мазута в резервуаре как при хранении, так и при его отборе на котел специалистами Уралтехэнерго было предложено полностью отказаться от подогрева мазута в основных резервуарах. Промышленные испытания на ряде ТЭЦ показали возможность отбора застывшего мазута на котел посредством эжекции с помощью высокотемпературных струй мазута, подаваемых в резервуар от некоторого внешнего источника [268].

Поскольку мазутное хозяйство ТЭС и котельных – это целый комплекс сооружений, аппаратов и трубопроводов, требующий значительных капиталовложений при строительстве и потребляющий значительную долю собственных нужд станции или котельной, то роль мазутного хозяйства как системы хранения и подготовки жидкого топлива очень велика. Хотя оборудование мазутных хозяйств традиционно относится к вспомогательному оборудованию электрических станций, но тем не менее с учетом всего вышеизложенного мазутное хозяйство ТЭС или котельной должно рассматриваться наравне с основными системами и оборудованием станций и котельных [269].

Резервуары для хранения мазута могут быть наземными, полуподземными и подземными. Наземным [61] называется такой резервуар, у которого днище находится на уровне или выше уровня планировочной отметки прилегающей территории или заглублено не более чем на половину высоты резервуара. Такое расположение их позволяет производить строительство наземных мазутонасосных, что улучшает условия эксплуатации мазутного хозяйства и повышает надежность работы. Обычно для основных, резервных и растопочных мазутных хозяйств ТЭС резервуары выполняют наземной конструкции с обсыпкой или обвалованием грунтом.

Полуподземным [61] называется такой резервуар, который заглублен более чем на половину своей высоты. При этом наивысший возможный уровень мазута находится на высоте не более 2 м над прилегающей территорией.

У подземного [61] резервуара наивысший возможный уровень мазута в резервуаре находится на 0,2 м ниже отметки прилегающей территории. Во избежание неконтролируемой утечки мазута в почву, которая может привести к загрязнению подземных грунтовых вод, такие резервуары должны быть полностью герметичны. Но, тем не менее подземные резервуары более безопасны по сравнению с наземными, так как авария на одном из них не угрожает соседним резервуарам. К преимуществам подземных резервуаров также можно отнести: стабильность температурного режима хранения мазута, быстроту его перекачивания в другие резервуары в случае протечек мазута.

Расчет тепловых потерь в соответствии с нормативной методикой [61] заключается в следующем:

Вычисляем потери в окружающую среду через стенку резервуара, Вт:

$$q_{\text{ст}} = F_{\text{ст}} \cdot k_{\text{ст}} \cdot (t_{\text{м}} - t_{\text{oc}}). \quad (5.1.1.1)$$

Площадь боковой поверхности стенки резервуара, м²:

$$F_{\text{ст}} = \pi \cdot d \cdot h. \quad (5.1.1.2)$$

Коэффициент теплопередачи через стенку в воздух, Вт/(м²·К):

$$k_{\text{ст}} = \frac{1}{\frac{\delta_{\text{ст}}}{\lambda_{\text{ст}}} + \frac{\delta_{\text{из1}}}{\lambda_{\text{из}}} + \frac{1}{\alpha_{\text{ст}}}}. \quad (5.1.1.3)$$

Коэффициент теплоотдачи от стенки к воздуху, Вт/(м²·К):

$$\alpha_{\text{ст}} = 0,023 \cdot \frac{\lambda_{\text{в}}}{d} \cdot \text{Re}_{\text{в}}^{0,8}. \quad (5.1.1.4)$$

Число Рейнольдса воздуха при обдувании резервуара ветром:

$$\text{Re}_{\text{в}} = \frac{w \cdot d}{\nu_{\text{в}}}. \quad (5.1.1.5)$$

Вычисляем потери в окружающую среду через крышу резервуара, Вт:

$$q_{\text{кр}} = F_{\text{кр}} \cdot k_{\text{кр}} \cdot (t_{\text{м}} - t_{\text{ос}}). \quad (5.1.1.6)$$

Площадь боковой поверхности крыши резервуара, м²:

$$F_{\text{ст}} = \pi \cdot \frac{d}{2} \cdot l. \quad (5.1.1.7)$$

Коэффициент теплопередачи через крышу в воздух, Вт/(м²·К):

$$k_{\text{кр}} = \frac{1}{\frac{\delta_{\text{кр}}}{\lambda_{\text{ст}}} + \frac{\delta_{\text{из2}}}{\lambda_{\text{из}}} + \frac{1}{\alpha_{\text{кр}}}}. \quad (5.1.1.8)$$

Коэффициент теплоотдачи от крыши к воздуху, Вт/(м²·К):

$$\alpha_{\text{кр}} = 0,036 \cdot \frac{\lambda_{\text{в}}}{d} \cdot \text{Re}_{\text{в}}^{0,8} \cdot \text{Pr}^{0,4}. \quad (5.1.1.9)$$

Вычисляем потери в грунт через днище наземного резервуара, Вт:

$$q_{\text{д1}} = F_{\text{д1}} \cdot k_{\text{д1}} \cdot (t_{\text{м}} - t_{\text{г1}}). \quad (5.1.1.10)$$

Площадь днища наземного резервуара, м²:

$$F_{\text{д1}} = \pi \cdot \frac{d^2}{4}. \quad (5.1.1.11)$$

Коэффициент теплопередачи через днище наземного резервуара в грунт, Вт/(м²·К):

$$k_{r1} = \frac{1}{\frac{\delta_d}{\lambda_{ст}} + \frac{\pi \cdot d}{8 \cdot \lambda_r}}. \quad (5.1.1.12)$$

Потери в грунт через днище полуподземного резервуара, Вт:

$$q_{r2} = F_{д2} \cdot k_{r2} \cdot (t_m - t_{r2}). \quad (5.1.1.13)$$

Площадь днища полуподземного резервуара, м²:

$$F_{д2} = \left(\pi \cdot \frac{d^2}{4} + \pi \cdot d \cdot h_1 \right). \quad (5.1.1.14)$$

Коэффициент теплопередачи через днище полуподземного резервуара в грунт, Вт/(м²·К):

$$k_{r2} = \frac{1}{\frac{\delta_d}{\lambda_{ст}} + \frac{h_1}{\lambda_r}}. \quad (5.1.1.15)$$

Вычисляем потери в грунт через днище подземного резервуара, Вт:

$$q_{r3} = F_{д3} \cdot k_{r3} \cdot (t_m - t_{r2}). \quad (5.1.1.16)$$

Площадь днища подземного резервуара, м²:

$$F_{д3} = \left(\pi \cdot \frac{d^2}{4} + \pi \cdot d \cdot h_2 \right). \quad (5.1.1.17)$$

Коэффициент теплопередачи через днище полуподземного резервуара в грунт, Вт/(м²·К):

$$k_{r3} = \frac{1}{\frac{\delta_d}{\lambda_{ст}} + \frac{h_2}{\lambda_r}}. \quad (5.1.1.18)$$

В формулах (5.1.1.1) – (5.1.1.18) приняты следующие обозначения: t_m – температура мазута, °С; t_{oc} – температура окружающей среды, °С; t_{r1} – температура грунта на поверхности, °С; t_{r2} – температура грунта в глубине, °С; $\delta_{ст}$ – толщина стенки резервуара, м; $\delta_{из1}$ – толщина изоляции на стенке, м; $\delta_{из2}$ – толщина изоляции на крыше, м; δ_d – толщина днища резервуара, м; $\lambda_{ст}$ – теплопроводность стали, Вт/(м·К); $\lambda_{из}$ – теплопроводность изоляции, Вт/(м·К); λ_b – теплопроводность воздуха, Вт/(м·К); λ_r – теплопроводность

грунта, Вт/(м·К); d – наружный диаметр резервуара, м; ν_B – кинематическая вязкость воздуха, м²/с; l – высота крыши резервуара, м; Pr – число Прандтля; Re – число Рейнольдса; h_1 – глубина погружения полуподземного резервуара, м; h_2 – глубина погружения подземного резервуара, м.

Таким образом, нормативная методика расчета тепловых потерь резервуаров для хранения топлив ТЭС и котельных, базирующаяся на соотношениях стационарной теплопроводности, не учитывает каких-либо особенностей реальной эксплуатации рассматриваемых систем. К этим особенностям в первую очередь следует отнести отсутствие учета теплоотвода в грунт, нестационарность процессов теплопереноса, изменение теплофизических характеристик элементов рассматриваемой системы в процессе эксплуатации и многие другие.

5.1.2 Основные характеристики и нормативный тепловой расчет резервуаров для хранения сжиженных природных газов

В настоящее время, сжиженные газы получили широкое распространение как источники газоснабжения городов и населенных пунктов Российской Федерации, удаленных от магистральных газопроводов. Новые направления использования сжиженного газа, в качестве бесперебойного газоснабжения потребителей при проведении аварийно – ремонтных работ на газопроводах и отводах, использование сжиженного газа на автотранспортной и сельскохозяйственной технике [56]. Сжиженный газ является перспективным энергоносителем и обеспечивает экономическую и экологическую эффективность по отношению к другим видам топлива. Неравномерный характер потребления, возможные непредвиденные ситуации и перебои в газоснабжении требуют создания значительных запасов.

Строительство заводов по сжижению газа является приоритетным направлением развития газового комплекса. В 2008 году в России был запущен первый завод по сжижению газа «Сахалин – 2». Мощность завода

составляет 9,6 млн. т сжиженного природного газа в год, это является 1/20 общемирового производства [270].

По назначению хранилища сжиженных углеводородных газов можно разделить на следующие основные группы [259]:

1. Хранилища, находящиеся на газоперерабатывающих и нефтеперерабатывающих заводах;
2. Хранилища, обслуживающие перевалочные кустовые и портовые базы; железнодорожные и морские терминалы;
3. Крупные промышленные предприятия, населенные пункты.

По отношению к поверхности земли разделяют на надземные, устанавливаемые на постаменты над землей, и подземные, сооружаемые с поверхности земли или на больших глубинах и связанные с поверхностью шахтными стволами или скважинами [259].

По принципу хранения разделяют хранилища, работающие под повышенным давлением и при температуре окружающей среды, и работающие под давлением, близким к атмосферному и при соответствующей отрицательной температуре.

По типам и конструкциям емкости для хранения сжиженных газов делятся на: горизонтальные цилиндрические емкости; сферические резервуары; вертикальные цилиндрические резервуары; подземные емкости в замороженном грунте; подземные емкости, сооружаемые размывом через буровые скважины в отложениях каменной соли; подземные шахтные емкости; подземные хранилища в пористых структурах; резервуары специальной конструкции; емкости танкеров для перевозки сжиженных газов; железнодорожные и автомобильные цистерны.

Цилиндрические резервуары с эллиптическими днищами объемом 25, 50, 100, 175, 200 и 600 м³ получили в России и других странах большое распространение [259]. Цилиндрические резервуары устанавливаются горизонтально и располагаются как на поверхности земли (надземные), так и под землей (подземные).

Подземная установка позволяет принимать меньшую толщину стенок резервуаров исходя из максимального расчетного давления, соответствующего гораздо меньшей температуре (25°C). Вследствие этого на изготовление резервуаров расходуется стали на 30 – 40% меньше.

При тепловом расчете [54] изотермических резервуаров определяются: теплопритоки к газу, необходимая толщина изоляции, среднесуточный прирост давления и срок хранения продукта.

Общий теплоприток к газу складывается из теплопритока через изоляцию и из теплопритоков по тепловым мостам (трубопроводам, опорам, растяжкам).

Общий теплоприток определяется по формуле:

$$Q_{\text{общ}} = Q_{\text{из}} + Q_i. \quad (5.1.2.1)$$

Теплоприток через изоляцию определяется по формуле:

$$Q_{\text{из}} = \frac{\lambda_{\text{из}} (T_{\text{в}} - T_1)}{\delta_{\text{из}}} \sqrt{F_1 F_2}. \quad (5.1.2.2)$$

Средняя температура газа определяется по формуле:

$$T_1 = \frac{T_{\text{н}} - T_{\text{к}}}{2}. \quad (5.1.2.3)$$

Теплоприток по тепловому мосту определяется по формуле:

$$Q_i = \frac{\lambda_i (T_{\text{в}} - T_1)}{l_i} f_i. \quad (5.1.2.4)$$

Определение времени хранения продукта

Время хранения сжиженного газа определяется по формуле:

$$\tau_{\text{хр}} = \frac{Q}{3600 Q_{\text{общ}}}. \quad (5.1.2.5)$$

Количество тепла, необходимое для перевода сжиженного газа из начального состояния в конечное, определяется по формуле:

$$Q = G_{\text{ж}} (i_{\text{к}} - i_{\text{н}}) \cdot 10^{-1}. \quad (5.1.2.6)$$

Определение среднесуточного прироста давления

Среднесуточный прирост давления газа в резервуаре определяется по формуле:

$$\Delta P = \frac{24(P_K - P_H)}{\tau_{XP}}. \quad (5.1.2.7)$$

Обозначения: $Q_{\text{общ}}$ – общий теплоприток к сосуду, Вт; $Q_{\text{из}}$ – теплоприток через изоляцию сосуда, Вт; Q_i – теплоприток по тепловым мостам, Вт; $\lambda_{\text{из}}$ – коэффициент теплопроводности изоляции, Вт/(м·К); $\delta_{\text{из}}$ – толщина изоляционного слоя, м; $T_{\text{в}}$ – расчетная температура окружающего воздуха, К; T_1 – средняя температура газа в сосуде, К; F_1 – площадь наружной поверхности внутреннего сосуда, м²; F_2 – площадь внутренней поверхности кожуха изотермического резервуара, м²; T_K – температура сжиженного газа при конечном давлении, К; T_H – температура сжиженного газа при начальном давлении, К; λ_i – коэффициент теплопроводности материала, Вт/(м·К); f_i – площадь поперечного сечения теплового моста, м²; l_i – длина теплового моста, м; $G_{\text{ж}}$ – вес сжиженного газа в сосуде, Н (кгс); i_k – энтальпия сжиженного газа при конечных параметрах, Дж/кг; i_H – энтальпия сжиженного газа при начальных параметрах, Дж/кг; P_K – конечное давление сжиженного газа в резервуаре, МПа; P_H – начальное давление сжиженного газа в резервуаре, МПа.

Обобщение известных данных по тепловым режимам хранилищ сжиженного газа позволяет говорить о том, что используемые в настоящее время подходы к анализу их холодопотерь не отвечают современному уровню развития прогностического моделирования. Нормативная методика расчета потерь холода в определенной мере далека от реальных условий работы рассматриваемых систем, поскольку не учитывает действительные механизмы процессов переноса и условия эксплуатации хранилищ криогенных веществ.

5.2 Тепловые потери резервуаров для хранения топлив в условиях взаимодействия с окружающей средой

Выше отмечалось, что действующие правила по расчету тепловых потерь не учитывают многих реальных особенностей эксплуатации мазутохранилищ, поскольку основаны на существенно упрощенных подходах к анализу тепловых режимов рассматриваемых систем.

При проведении численного анализа тепловых потерь резервуаров для хранения топлив ТЭС и котельных в условиях взаимодействия с окружающей средой рассматривались типичные вертикальные цилиндрические стальные резервуары марки РВС–100 в наземном, полуподземном и подземном исполнениях. На рисунках 5.2.1–5.2.3 показаны изображения рассматриваемых объектов. Геометрические характеристики резервуара представлены в таблице 5.2.1 [61].

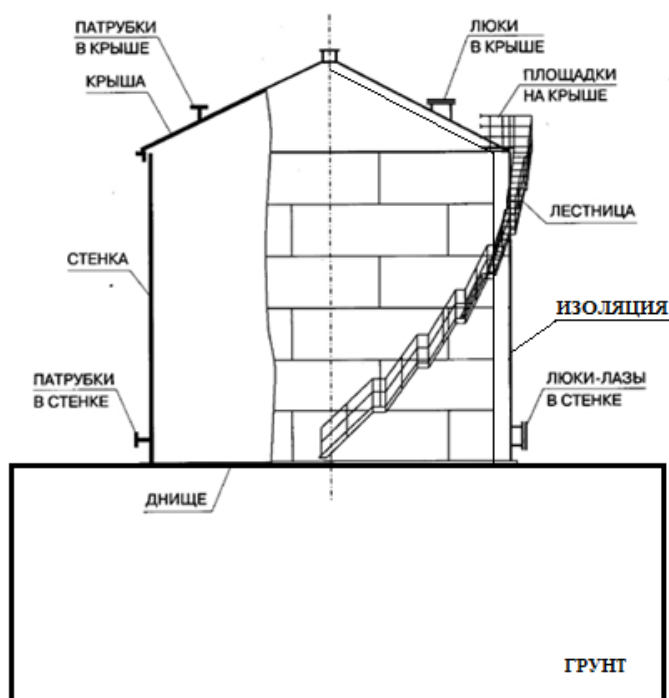


Рисунок 5.2.1 – Схема наземного вертикального стального цилиндрического резервуара

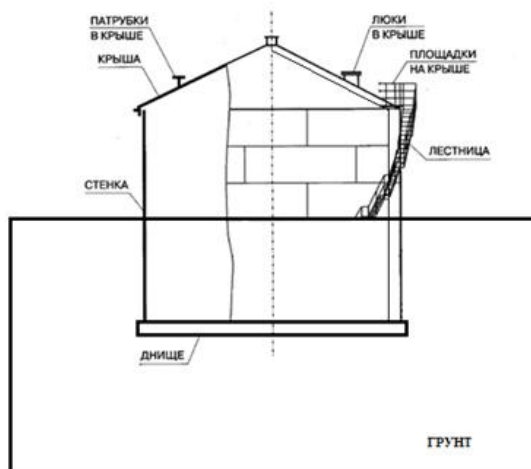


Рисунок 5.2.2 – Схема полуподземного вертикального стального цилиндрического резервуара

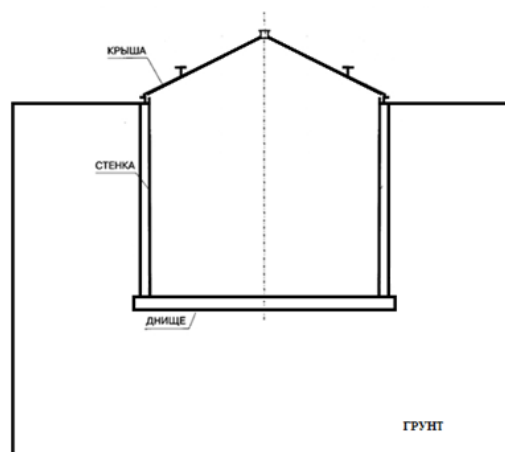


Рисунок 5.2.3 – Схема подземного вертикального стального цилиндрического резервуара

Таблица 5.2.1 – Геометрические параметры резервуара РВС–100

Наименование параметра	Значение параметра
Номинальный объем, м ³	100
Высота резервуара, мм	6000
Толщина стенки, мм	5
Толщина изоляции, мм	50

При постановке задачи приняты следующие основные допущения:

1. Теплофизические характеристики материалов являются постоянными и известными величинами.
2. Не рассматривается теплоперенос в объеме резервуара.
3. Предполагается, что на внутренней поверхности резервуара поддерживается постоянная температура, равная температуре хранения топлива.

4. Не учитывается наличие фазовых переходов.

5. На границах между слоями выполняются условия идеального теплового контакта.

Принятые допущения не накладывают принципиальных ограничений на общность постановки задачи и отражают достаточно реальные режимы работы резервуаров для хранения резервных топлив ТЭС и котельных.

Процессы переноса тепла для рассматриваемых объектов (рисунки 5.2.1–5.2.3) будут описываться следующими уравнениями:

$$\nabla^2 T_{\text{ст}} = 0, \quad (5.2.1)$$

$$\nabla^2 T_{\text{из}} = 0, \quad (5.2.2)$$

$$\nabla^2 T_{\text{г}} = 0, \quad (5.2.3)$$

$$\nabla^2 T_{\text{пс}} = 0. \quad (5.2.4)$$

На внутренней поверхности корпуса резервуара поддерживается постоянная температура:

$$T_{\text{ст},1} = T_{\text{м}} = \text{const}. \quad (5.2.5)$$

В местах соприкосновения слоев выполняются условия идеального теплового контакта:

$$\lambda_{\text{ст}} \text{grad}(T_{\text{ст},2}) = \lambda_{\text{из}} \text{grad}(T_{\text{из},2}); \quad T_{\text{ст},2} = T_{\text{из},2}; \quad (5.2.6)$$

$$\lambda_{\text{ст}} \text{grad}(T_{\text{ст},3}) = \lambda_{\text{г}} \text{grad}(T_{\text{г},3}); \quad T_{\text{ст},3} = T_{\text{г},3}; \quad (5.2.7)$$

$$\lambda_{\text{из}} \text{grad}(T_{\text{из},4}) = \lambda_{\text{г}} \text{grad}(T_{\text{г},4}); \quad T_{\text{из},4} = T_{\text{г},4}; \quad (5.2.8)$$

$$\lambda_{\text{из}} \text{grad}(T_{\text{из},5}) = \lambda_{\text{пс}} \text{grad}(T_{\text{пс},5}); \quad T_{\text{из},5} = T_{\text{пс},5}; \quad (5.2.9)$$

$$\lambda_{\text{пс}} \text{grad}(T_{\text{пс},6}) = \lambda_{\text{г}} \text{grad}(T_{\text{г},6}); \quad T_{\text{пс},6} = T_{\text{г},6}. \quad (5.2.10)$$

На границах взаимодействия рассматриваемых объектов с окружающей воздушной средой выставляются граничные условия III рода:

$$-\lambda_{\text{пс}} \text{grad}(T_{\text{пс},7}) = \alpha(T_{\text{пс},7} - T_{\text{ос}}), \quad (5.2.11)$$

$$-\lambda_{\text{г}} \text{grad}(T_{\text{г},8}) = \alpha(T_{\text{г},8} - T_{\text{ос}}). \quad (5.2.12)$$

На достаточно большом расстоянии от резервуара в грунте градиенты температур равны нулю:

$$\text{grad}(T_{\text{г}}) = 0, \quad x \rightarrow \pm\infty, \quad y \rightarrow -\infty. \quad (5.2.13)$$

Обозначения: T – температура, К; λ – коэффициент теплопроводности, Вт/(мК); α – коэффициент теплоотдачи, Вт/(м²К); ст – стенка резервуара; из – слой тепловой изоляции; г – грунт; м – мазут; пс – покровный слой; ос – окружающая среда; 1 – внутренняя поверхность резервуара; 2 – граница раздела «корпус резервуара- слой изоляции»; 3 – граница раздела «корпус резервуара – грунт»; 4 – граница раздела «слой изоляции – грунт»; 5 – граница раздела «слой изоляции – покровный слой»; 6 – граница раздела «покровный слой – грунт»; 7 – граница раздела «покровный слой – окружающая среда»; 8 – граница раздела «грунт – окружающая среда».

Рассматриваемая задача (5.2.1)–(5.2.13) решена методом конечных элементов [84]. При проведении численного моделирования предполагалось, что температура внутренней поверхности резервуара имеет постоянное значение, равное температуре хранящегося топлива $t_m = 70$ °С. Температура окружающей среды составляла $t_{oc} = -40$ °С и соответствовала температуре наиболее холодной пятидневки в городе Томске [46]. Скорость движения окружающей среды варьировалась в диапазоне 0,5 – 6 м/с.

Несмотря на то, что при постановке задач предполагалось использование области для грунта неограниченных размеров (выражение (5.2.13)), при проведении численного моделирования использовались три варианта расчетных областей для грунта площадью от 33 до 312 м².

В таблице 5.2.2 приведены теплофизические характеристики материалов, использовавшиеся при проведении исследований [86].

Таблица 5.2.2 – Теплофизические характеристики материалов

Материал	Плотность, кг/м ³	Теплопроводность, Вт/(м·К)	Теплоемкость, Дж/(кг °С)
Минеральная вата	150	0,046	840
Сталь	7800	46,5	462
Грунт	1835	1,42	1155

Расхождение результатов численного моделирования и нормативной методики определяется следующим соотношением $\delta = ((\sum Q - \sum Q') / \sum Q) 100, \%$, где $\sum Q'$ – суммарные тепловые потери, рассчитанные по нормативной методике [61]; $\sum Q$ – результаты численного исследования (таблицы 5.2.3 – 5.2.11).

Таблица 5.2.3 – Результаты численного исследования тепловых потерь наземного резервуара (площадь грунта – 33 м²)

w, м/с	Q _{гр} , Вт	Q _{ст} , Вт	Q _{кр} , Вт	∑Q, Вт	δ, %
0,5	1584,42	6300,97	3403,44	11288,83	4,83
1	1788,32	7271,02	4523,41	13582,75	5,52
2	1970,29	7976,57	5579,13	15525,99	6,06
4	2127,26	8446,99	6443,78	17018,03	6,52
6	2206,63	8636,84	6840,92	17684,39	6,76

Таблица 5.2.4 – Результаты численного исследования тепловых потерь наземного резервуара (площадь грунта – 102 м²)

w, м/с	Q _{гр} , Вт	Q _{ст} , Вт	Q _{кр} , Вт	∑Q, Вт	δ, %
0,5	1711,78	6298,98	3402,68	11413,44	5,87
1	1906,61	7268,27	4522,65	13697,53	6,32
2	2085,17	7973,05	5579,97	15638,19	6,73
4	2242,92	8442,7	6444,85	17130,47	7,13
6	2324,04	8632,25	6841,38	17797,67	7,35

Результаты численного моделирования тепловых потерь наземных резервуаров для хранения резервных топлив ТЭС и котельных, приведенные в таблицах 5.2.3 – 5.2.5, свидетельствуют об ожидаемом росте тепловых потерь, в зависимости от скорости движения окружающей среды. Установлено, что изменение скорости движения окружающей среды с 0,5 до

6 м/с приводит к увеличению суммарных тепловых потерь для наземных резервуаров в среднем в 1,5 раза. Изменение расчетной площади грунта с 33 м² до 207 м² приводит к увеличению суммарных тепловых потерь не более чем на 1%, это позволяет говорить о том, что область для наземного резервуара можно ограничить площадью грунта 33 м².

Таблица 5.2.5 – Результаты численного исследования тепловых потерь наземного резервуара (площадь грунта – 207 м²)

w , м/с	$Q_{гр}$, Вт	$Q_{ст}$, Вт	$Q_{кр}$, Вт	$\sum Q$, Вт	δ , %
0,5	1740,57	6299,14	3404,28	11443,99	6,12
1	1930,38	7268,73	4524,48	13723,59	6,49
2	2107,33	7973,67	5580,51	15661,51	6,87
4	2265,63	8443,47	6445,39	17154,49	7,26
6	2347,82	8633,01	6841,99	17822,82	7,48

Таблица 5.2.6 – Результаты численного исследования тепловых потерь полуподземного резервуара (площадь грунта – 51 м²)

w , м/с	$Q_{гр}$, Вт	$Q_{ст}$, Вт	$Q_{кр}$, Вт	$\sum Q$, Вт	δ , %
0,5	3791,14	3159,82	3402,98	10353,94	16,1
1	4484,12	3647,52	4522,96	12654,6	18,72
2	5125,24	4002,59	5578,75	14706,58	20,56
4	5692,89	4239,25	6443,4	16375,54	22,02
6	5984,94	4334,56	6839,92	17159,42	22,76

Сопоставление результатов численного моделирования с величиной тепловых потерь $\sum Q'$, рассчитанных с использованием нормативной методики [61], позволяет говорить о том, что отклонение между ними δ является существенным. Это обстоятельство свидетельствует о том, что методика [61] дает заниженные значения тепловых потерь наземных

резервуаров для хранения топлива. В предельных случаях отклонение δ составляет 5 – 7,5%.

Таблица 5.2.7 – Результаты численного исследования тепловых потерь полуподземного резервуара (площадь грунта – 136 м²)

w , м/с	$Q_{гр}$, Вт	$Q_{ст}$, Вт	$Q_{кр}$, Вт	$\sum Q$, Вт	δ , %
0,5	4261,44	3162,88	3404,13	10828,45	19,78
1	4922,17	3651,8	4524,25	13098,22	21,47
2	5591,82	4007,79	5580,2	15179,81	23,04
4	6171,91	4245,06	6445,08	16862,05	24,27
6	6474,08	4340,52	6841,68	17656,28	24,94

Таблица 5.2.8 – Результаты численного исследования тепловых потерь полуподземного резервуара (площадь грунта 258 м²)

w , м/с	$Q_{гр}$, Вт	$Q_{ст}$, Вт	$Q_{кр}$, Вт	$\sum Q$, Вт	δ , %
0,5	4413,42	3136,03	3404,13	10980,58	20,89
1	5091,3	3651,96	4524,25	13267,51	22,48
2	5735,57	4008,1	5580,28	15323,95	23,76
4	6321,75	4245,52	6445,16	17012,43	24,94
6	6629,52	4340,98	6841,76	17812,26	25,6

Анализ результатов численного моделирования тепловых потерь полуподземных резервуаров для хранения резервных топлив ТЭС и котельных (таблицы 5.2.6 – 5.2.8) показывает, что рост скорости движения окружающей среды приводит к соответствующему росту тепловых потерь. А именно изменение скорости движения окружающей среды с 0,5 до 6 м/с приводит к увеличению суммарных тепловых потерь для полуподземных резервуаров в среднем в 1,6 раза. Очевидно что тепловые потери через

стенку $Q_{ст}$ и крышу $Q_{кр}$ заметно превышают тепловые потери в грунт $Q_{гр}$ для полуподземного резервуара.

Расчетную область для полуподземного варианта расположения резервуара рекомендуется ограничить до 136 м^2 , так как изменение площади грунта с 51 м^2 до 136 м^2 приводит к увеличению суммарных тепловых потерь более чем на 3,5%, а изменение расчетной площади грунта со 136 м^2 до 258 м^2 приводит к увеличению суммарных теплопотерь не более чем на 1,5%.

При сравнении результатов численного моделирования (таблицы 5.2.6 – 5.2.8) с величиной тепловых потерь $\sum Q'$, рассчитанных с использованием нормативной методики можно сделать вывод о том, что методика, описанная в [61] дает заниженные значения тепловых потерь полуподземных резервуаров для хранения топлива, в частности отклонение δ составляет 20 – 23,5%.

Таблица 5.2.9 – Результаты численного исследования тепловых потерь подземного резервуара (площадь грунта – 68 м^2)

$w, \text{ м/с}$	$Q_{гр}, \text{ Вт}$	$Q_{кр}, \text{ Вт}$	$\sum Q, \text{ Вт}$	$\delta, \%$
0,5	4012,74	3448,03	7460,77	30,05
1	4767,52	4595,24	9362,76	32,37
2	5466,77	5682,7	11149,47	33,84
4	6080,35	6578,1	12658,45	35,01
6	6391,08	6989,92	13381	35,61

Анализ результатов численного моделирования тепловых потерь подземных резервуаров для хранения резервных топлив ТЭС и котельных (таблицы 5.2.9 – 5.2.11) позволяют говорить о том, что подземные резервуары имеют наименьшие суммарные тепловые потери $\sum Q$ по сравнению с наземными и полуподземными вариантами расположения резервуара. По аналогии с предыдущими вариантами, изменение скорости движения окружающей среды с 0,5 до 6 м/с приводит к увеличению

суммарных тепловых потерь для подземных резервуаров в среднем в 1,7 раза, это объясняется тем, что доля тепловых потерь через крышу резервуара для подземного расположения составляет около 50%.

Таблица 5.2.10 – Результаты численного исследования тепловых потерь подземного резервуара (площадь грунта – 172 м²)

w , м/с	$Q_{гр}$, Вт	$Q_{кр}$, Вт	ΣQ , Вт	δ , %
0,5	4725,98	3448,42	8174,4	36,16
1	5491,38	4596	10087,38	37,23
2	6205,27	5683,85	11889,12	37,96
4	6838,67	6579,55	13418,22	38,69
6	7162,5	6991,53	14154,03	39,13

Таблица 5.2.11 – Результаты численного исследования тепловых потерь подземного резервуара (площадь грунта – 312 м²)

w , м/с	$Q_{гр}$, Вт	$Q_{кр}$, Вт	ΣQ , Вт	δ , %
0,5	5030,83	3448,88	8479,71	38,45
1	5795,38	4596,92	10392,3	39,07
2	6514,11	5685,23	13738,3	39,54
4	7156,76	6581,54	13738,3	40,12
6	7487,72	6993,82	14481,54	40,5

Рекомендуемая площадь для подземного варианта расположения составляет 172 м², так как изменение расчетной площади грунта с 68 м² до 172 м² приводит к увеличению суммарных тепловых потерь более чем на 7%, а изменение расчетной площади грунта со 172 м² до 312 м² приводит к увеличению суммарных тепловых потерь не более чем на 2%.

Отклонение результатов численного моделирования (таблицы 5.2.9 – 5.2.11) и величинами тепловых потерь $\Sigma Q'$, рассчитанных с использованием

нормативной методики [61] составляет 33 – 39,5%, это объясняется тем, что подземные резервуары имеют наибольшую площадь соприкосновения с грунтом, следовательно, и интенсификация теплоотвода в грунт будет максимальной.

На рисунках 5.2.4 – 5.2.6, в качестве примеров, приведены типичные температурные поля для всех вариантов расположения резервуаров при максимальных площадях грунта.

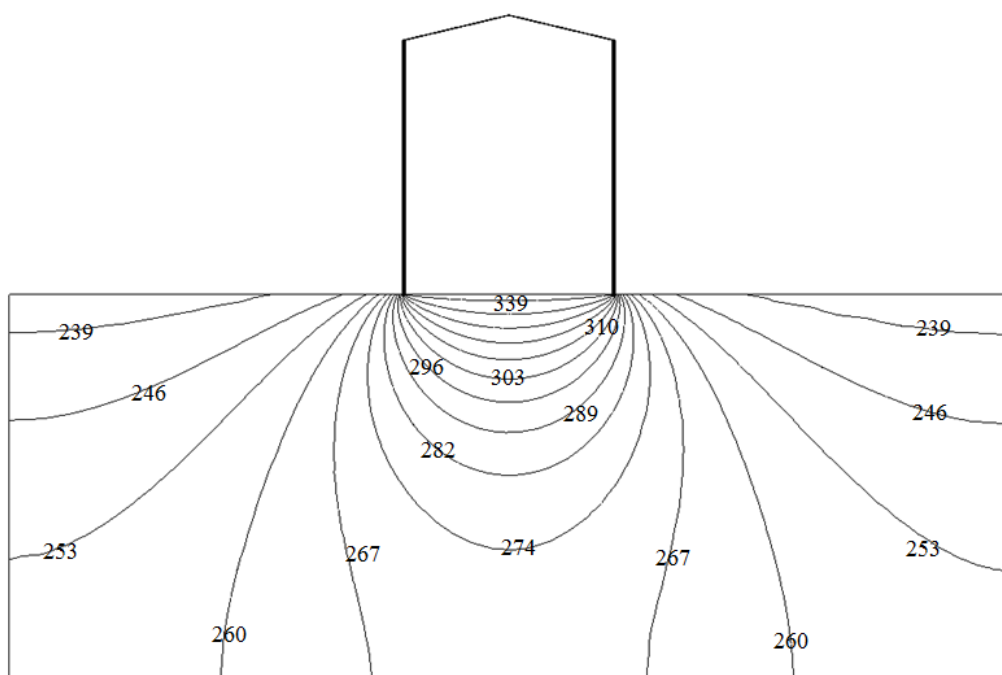


Рисунок 5.2.4 – Температурное поле в зоне размещения наземного резервуара (площадь грунта 207 м²)

Распределения температур в рассматриваемых областях решения свидетельствуют о том, что изотермические линии сгущаются непосредственно в зоне контакта резервуаров с грунтом и более разрежены при удалении от нее, что соответствует представлениям о процессах теплопроводности в твердых телах.

Необходимо еще раз отметить, что результаты проведенных исследований тепловых потерь резервуаров для хранения топлив позволяют сделать вывод о том, что методика, описанная в [61], дает заниженные

значения тепловых потерь. По этой причине можно рекомендовать ужесточение норм тепловых потерь для резервуаров для хранения резервных топлив ТЭС и котельных.

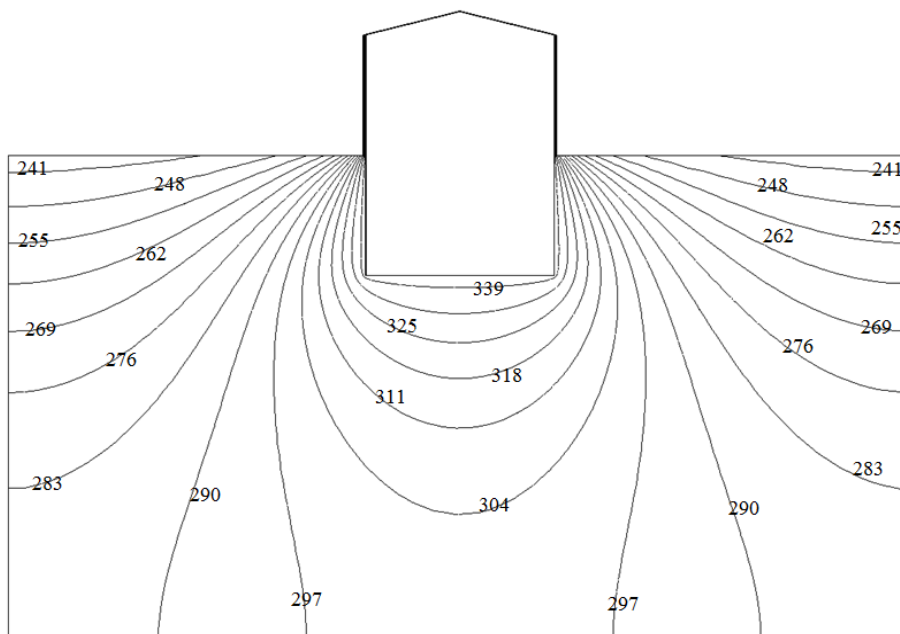


Рисунок 5.2.5 – Температурное поле в зоне размещения полуподземного резервуара (площадь грунта 258 м²)

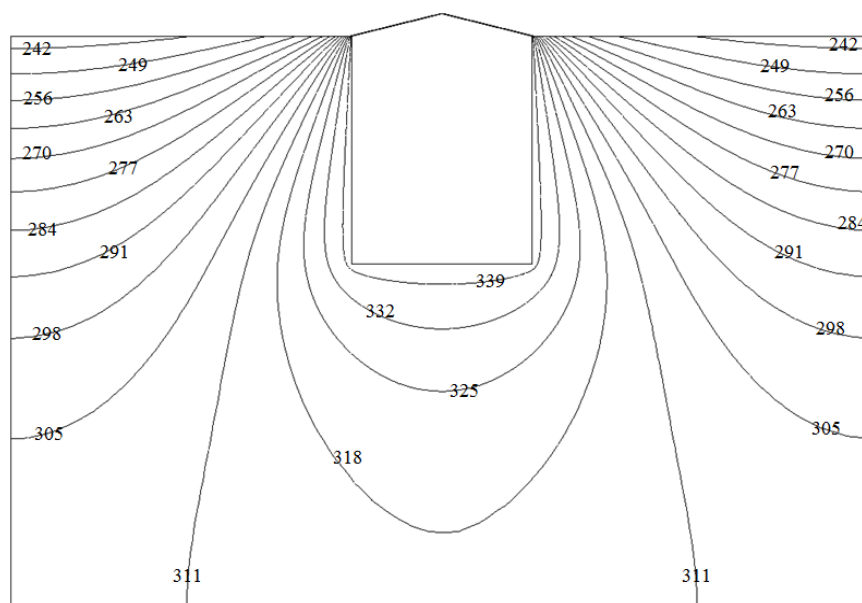


Рисунок 5.2.6 – Температурное поле в зоне размещения подземного резервуара (площадь грунта 312 м²)

5.3 Нестационарный теплоперенос в системе «резервуар для хранения топлива – окружающая среда»

Оценка влияния нестационарности теплопереноса для рассматриваемых систем необходима, поскольку известно, что срок хранения мазута в резервных емкостях ТЭС и котельных может длиться до нескольких месяцев. При этом по понятным причинам (например, сезонное изменение температуры окружающей среды (воздуха, грунта) или остывание топлива при холодном хранении) нестационарность теплопереноса может оказывать существенное влияние на тепловые режимы рассматриваемых систем.

В качестве примера рассматриваются типичные для РФ вертикальные цилиндрические стальные резервуары для хранения резервных топлив ТЭС и котельных. На рисунках 5.2.1–5.2.3 показаны схематические изображения рассматриваемых объектов.

Для рассматриваемых областей (рисунки 5.2.1–5.2.3) решаются двумерные нестационарные задачи теплопроводности в системе «резервуар для хранения топлива – окружающая среда».

Предполагается, что в начальный момент времени температура в рассматриваемой области решения (рисунки 5.2.1–5.2.3) равна температуре окружающей среды. На внутренней поверхности резервуара по всему периметру выставляются граничные условия первого рода, а на внешнем контуре рассматриваемой системы – граничные условия третьего рода. Также предполагается, что на достаточно большом расстоянии от резервуара градиенты температур в грунте равны нулю (граничные условия второго рода). При постановке задачи приняты допущения аналогичные описанным в п. 5.2.

Нестационарный процесс переноса тепла в рассматриваемой системе в общем виде будет описываться следующими уравнениями:

$$C_b \rho_b \frac{\partial T_b}{\partial \tau} = \lambda_b \nabla^2 T_b; \quad (5.3.1)$$

$$C_i \rho_i \frac{\partial T_i}{\partial \tau} = \lambda_i \nabla^2 T_i; \quad (5.3.2)$$

$$C_g \rho_g \frac{\partial T_g}{\partial \tau} = \lambda_g \nabla^2 T_g. \quad (5.3.3)$$

В начальный момент времени значения температур в рассматриваемой области решения постоянны:

$$T_b = T_i = T_g = T_{ex} = \text{const.} \quad (5.3.4)$$

На внутренней поверхности корпуса резервуара поддерживается постоянная температура:

$$T_b = T_{in} = \text{const.} \quad (5.3.5)$$

В местах соприкосновения слоев выполняются условия идеального теплового контакта:

$$\lambda_b \text{grad}(T_{b,2}) = \lambda_i \text{grad}(T_{i,2}); \quad T_{b,2} = T_{i,2}; \quad (5.3.6)$$

$$\lambda_b \text{grad}(T_{b,3}) = \lambda_g \text{grad}(T_{g,3}); \quad T_{b,3} = T_{g,3}; \quad (5.3.7)$$

$$\lambda_i \text{grad}(T_{i,4}) = \lambda_g \text{grad}(T_{g,4}); \quad T_{i,4} = T_{g,4}. \quad (5.3.8)$$

На границах взаимодействия рассматриваемой системы с окружающей средой выставляются граничные условия третьего рода:

$$-\lambda_i \text{grad}(T_{i,5}) = \alpha(T_{i,5} - T_{ex}(\tau)), \quad (5.3.9)$$

$$-\lambda_i \text{grad}(T_{g,6}) = \alpha(T_{g,6} - T_{ex}(\tau)). \quad (5.3.10)$$

На достаточно большом расстоянии от резервуара градиенты температур в грунте равны нулю:

$$\text{grad}(T_g) = 0, x \rightarrow \pm\infty, y \rightarrow -\infty. \quad (5.3.11)$$

Обозначения: T – температура, К; λ – коэффициент теплопроводности, Вт/(м·К); C – теплоемкость, Дж/(кг·°С); ρ – плотность, кг/м³; α – коэффициент теплоотдачи, Вт/(м²·К); τ – время, с.

Индексы: b – корпус резервуара; i – слой тепловой изоляции; g – грунт; in – мазут; ex – окружающая среда; 1 – внутренняя поверхность

резервуара; 2 – граница раздела «корпус резервуара – слой изоляции»; 3 – граница раздела «корпус резервуара – грунт»; 4 – граница раздела «слой изоляции – грунт»; 5 – граница раздела «слой изоляции – окружающая среда»; 6 – граница раздела «грунт – окружающая среда».

Задача (5.3.1) – (5.3.11) по аналогии с задачей, описанной в п. 5.2, решена методом конечных разностей.

Геометрические характеристики резервуара и теплофизические характеристики материалов и веществ, использовавшиеся при проведении исследований, соответствуют описанным в п. 5.2.

Размеры области расчета (площадь грунта) выбирались на основании серии предварительных численных экспериментов, таким образом, чтобы на границах области расчета изменение температуры не превышало 0,5%.

В таблице 5.3.1 приведены значения площади грунта в рассматриваемых задачах.

Таблица 5.3.1 – Площади расчетных областей для грунта

Вариант размещения резервуара	Площадь грунта, м ²
Надземной	33
Полуподземной	51
Подземной	174

Средняя температура хранения топлива принята постоянной и равна $T_{in} = 70$, °С [61]. Во всех вариантах численного анализа, значения коэффициента теплоотдачи принимается равным $\alpha = 5$ Вт/(м²·К). В таблице 5.3.2 приведены средние температуры наружного воздуха T_{ex} по месяцам для г.Томск [46].

На рисунках 5.3.1 – 5.3.3 представлены изменения тепловых потерь рассматриваемых резервуаров в течение пяти лет, полученные в результате численного моделирования.

Таблица 5.3.2 – Среднемесячные температуры воздуха

Месяц	январь	февраль	Март	Апрель	май	июнь	июль	август	сентябрь	Октябрь	ноябрь	декабрь
$T_{ex},$ К	253,8	256,3	262,9	272,9	281,6	288,3	291,3	288,1	282,2	274	262,6	255,5

Результаты численного моделирования тепловых потерь резервуаров для хранения резервных топлив ТЭС и котельных, приведенные на рисунках 5.3.1–5.3.3, свидетельствуют об ожидаемом росте тепловых потерь, со снижением температуры окружающей среды. Предельные отклонения между самым холодным (январь) и самым теплым (июль) месяцами составляют около 42 % для надземного резервуара, 33 % для полуподземного резервуара и 24 % для резервуара в подземном исполнении.

Наибольшие потери наблюдаются для надземных резервуаров, а наименьшие – для подземных. Это обстоятельство объясняется тем, что надземные резервуары имеют наибольшую площадь контакта с окружающей средой, а подземные – наименьшую.

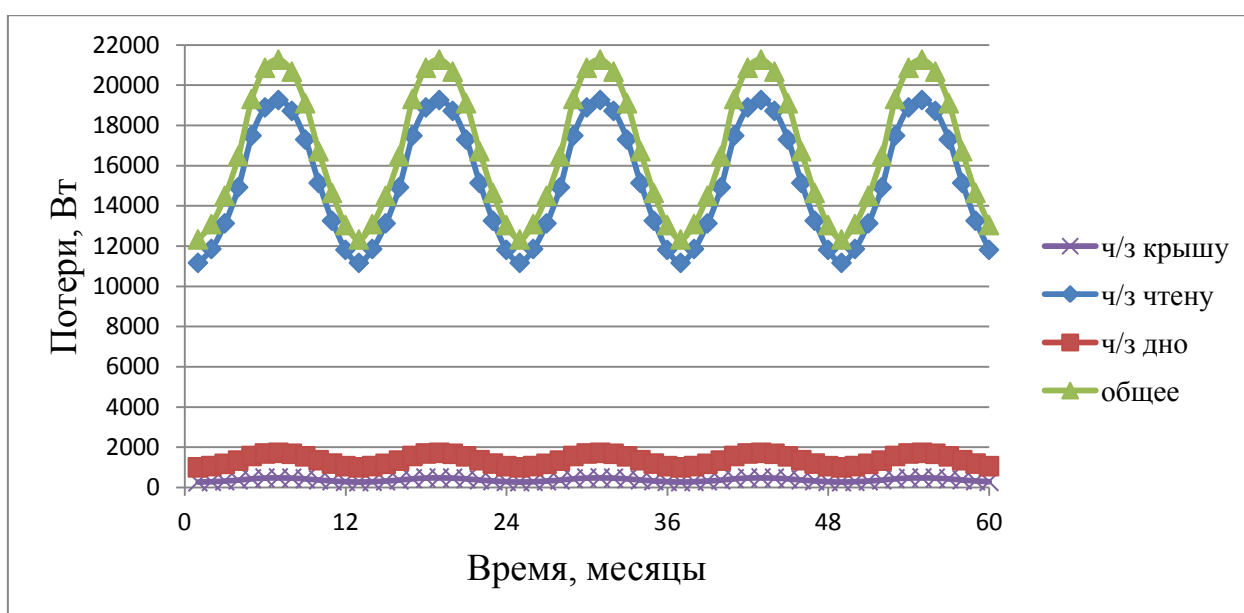


Рисунок 5.3.1 – Изменение тепловых потерь надземного резервуара

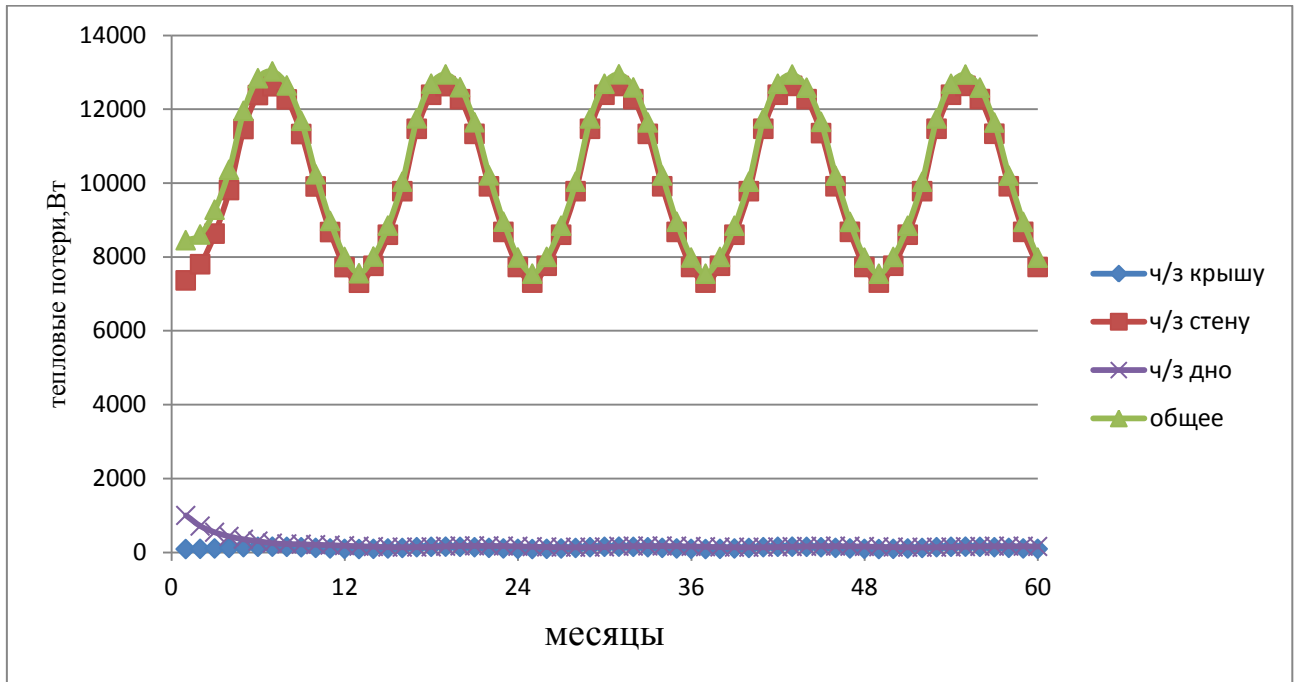


Рисунок 5.3.2 – Изменение тепловых потерь полуподземного резервуара

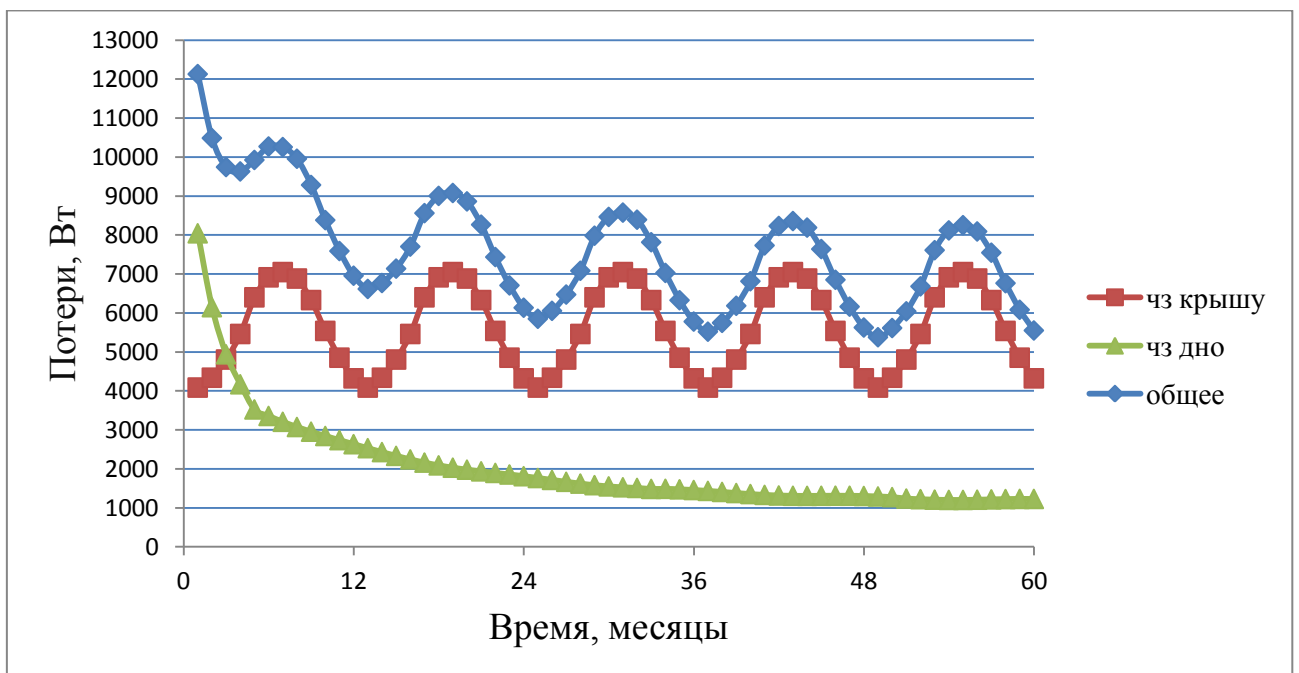


Рисунок 5.3.3 – Изменение тепловых потерь подземного резервуара

Сопоставление результатов численного моделирования с величиной тепловых потерь, рассчитанных с использованием нормативной методики [61], позволяет говорить о том, что отклонение между ними является

существенным. Это обстоятельство свидетельствует о том, что методика дает завышенные значения тепловых потерь резервуаров для хранения топлив. В предельных случаях отклонения между результатами численного моделирования и данными нормативного расчета [61] составляет около 5 % для надземного резервуара, 11 % для полуподземного резервуара и 14 % для резервуара в подземном исполнении.

Такие расхождения объясняются тем, что методика расчета тепловых потерь резервуаров для хранения топлив [61] не учитывает интенсификацию теплоотвода в грунт, которая учтена в данной работе.

Анализ нестационарности процессов теплопереноса в рассматриваемых областях решения (рисунки 5.3.1 – 5.3.3) позволяет сделать вывод о том, что влияние начальных условий практически не сказывается на тепловые режимы надземных резервуаров, заметно влияют на режимы работы полуподземных резервуаров (время стабилизации теплового режима составляет около одного года) и существенно воздействуют на распределение температур в зоне размещения подземного резервуара (время стабилизации теплового режима – около четырех лет). По этим причинам при анализе тепловых режимов резервуаров для хранения топлив ТЭС и котельных нестационарностью процессов теплопереноса в зонах размещения надземных резервуаров можно обоснованно пренебречь, а для полуподземных и подземных она должна учитываться.

5.4 Анализ влияния наличия инженерных сооружений в зоне размещения резервуаров для хранения топлив ТЭС и котельных на интенсификацию их тепловых потерь

Достаточно часто резервуары для хранения топлив ТЭС и котельных находятся в зоне влияния инженерных сооружений (подземные трубопроводы, подвалы зданий и сооружений), которые оказывают тепловое влияние на рассматриваемые объекты.

При оценке влияния наличия инженерных сооружений в зоне размещения резервуаров для хранения топлив ТЭС и котельных на интенсификацию их тепловых потерь рассматривались типичные вертикальные цилиндрические стальные резервуары марки РВС–100 в наземном, полуподземном и подземном исполнениях. Для этих случаев решаются двумерные стационарные задачи теплопроводности в системе «резервуар – инженерное сооружение». На рисунках 5.4.1–5.4.3 показаны схемы области решения этих задач.

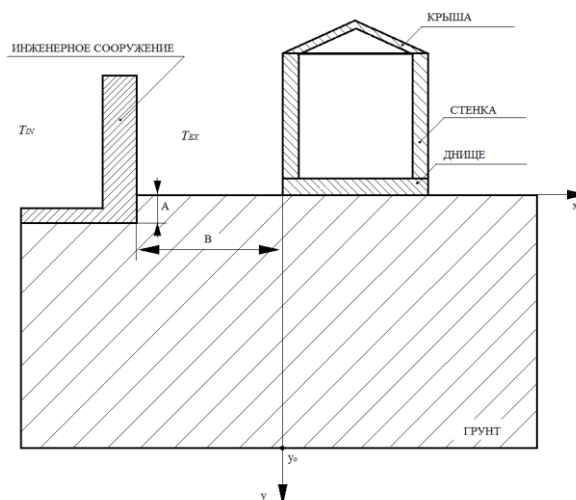


Рисунок 5.4.1 – Схематическое изображение наземного резервуара

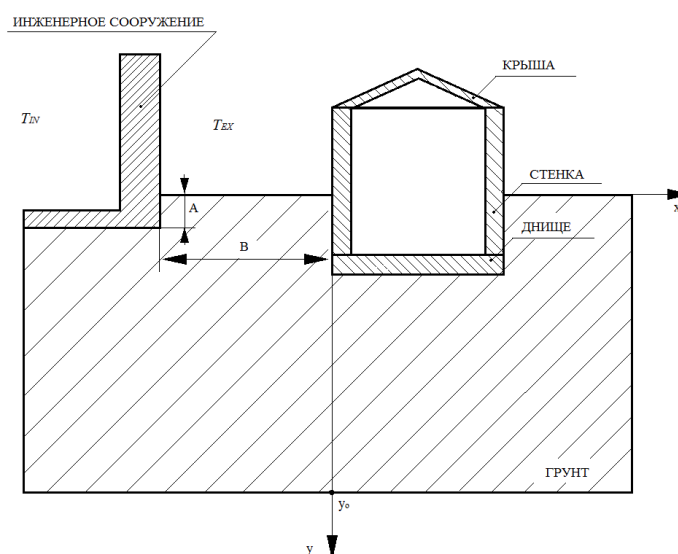


Рисунок 5.4.2 – Схематическое изображение полуподземного резервуара

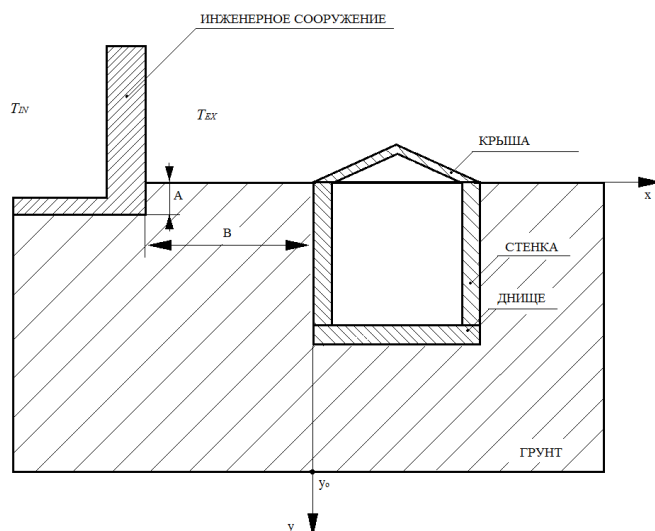


Рисунок 5.4.3 – Схематическое изображение подземного резервуара

Процесс переноса тепла для рассматриваемых областей будет описываться следующими уравнениями:

$$C_{из} \rho_{из} \frac{\partial T_{из}}{\partial \tau} = \lambda_{из} \nabla^2 T_{из} \quad (5.4.1)$$

$$C_{г} \rho_{г} \frac{\partial T_{г}}{\partial \tau} = \lambda_{г} \nabla^2 T_{г} \quad (5.4.2)$$

$$C_{ф} \rho_{ф} \frac{\partial T_{ф}}{\partial \tau} = \lambda_{ф} \nabla^2 T_{ф} \quad (5.4.3)$$

В начальный момент времени значения температур в рассматриваемой области решения постоянны:

$$T_{из} = T_{г} = T_{ф} = T_{ex} = \text{const} \quad (5.4.4)$$

При постановке задачи принимается, что на внутренней поверхности корпуса резервуара поддерживается постоянная температура, равная температуре хранения топлива:

$$T_{из,1} = T_{м} = \text{const} \quad (5.4.5)$$

В местах соприкосновения слоев выполняются условия идеального теплового контакта:

$$\lambda_{из} \text{grad}(T_{из,2}) = \lambda_{г} \text{grad}(T_{г,2}); \quad T_{из,2} = T_{г,2}; \quad (5.4.6)$$

$$\lambda_{\text{г}} \text{grad}(T_{\text{г},3}) = \lambda_{\text{ф}} \text{grad}(T_{\text{ф},3}); \quad T_{\text{г},3} = T_{\text{ф},3}. \quad (5.4.7)$$

На границах взаимодействия рассматриваемых объектов с окружающей средой выставляются граничные условия III рода:

$$-\lambda_{\text{г}} \text{grad}(T_{\text{г},4}) = \alpha(T_{\text{г},4} - T_{\text{ex}}), \quad (5.4.8)$$

$$-\lambda_{\text{ф}} \text{grad}(T_{\text{ф},5}) = \alpha(T_{\text{ф},5} - T_{\text{ex}}). \quad (5.4.9)$$

$$-\lambda_{\text{ф}} \text{grad}(T_{\text{ф},6}) = \alpha(T_{\text{ф},6} - T_{\text{in}}), \quad (5.4.10)$$

$$-\lambda_{\text{ф}} \text{grad}(T_{\text{ф},7}) = \alpha(T_{\text{ф},7} - T_{\text{in}}). \quad (5.4.11)$$

На достаточно большом расстоянии от резервуара градиенты температур в грунте равны нулю:

$$\text{grad}(T_{\text{г}}) = 0, \quad x \rightarrow \pm\infty, \quad (5.4.12)$$

$$\text{grad}(T_{\text{ф}}) = 0, \quad x \rightarrow -\infty, \quad y \rightarrow \infty. \quad (5.4.13)$$

На фиксированной глубине y_0 температура грунта является постоянной величиной:

$$T_{\text{г}} = T_0 = \text{const}, \quad y = y_0, \quad (5.4.14)$$

Обозначения: T – температура, К; x, y – координаты, м; λ – коэффициент теплопроводности, Вт/(м·К); c – теплоемкость, Дж/(кг·К); ρ – плотность, кг/м³; α – коэффициент теплоотдачи, Вт/(м²·К); из – слой тепловой изоляции; г – грунт; м – мазут; ф – фундамент инженерного сооружения; *in* – внутренний; *ex* – наружный; 1 – внутренняя поверхность изоляции резервуара; 2 – граница раздела «корпус резервуара- грунт»; 3 – граница раздела «грунт – фундамент инженерного сооружения»; 4 – граница раздела «грунт – окружающая среда»; 5 – граница раздела «грунт – инженерного сооружения»; 6 – граница раздела «фундамент – воздух внутри инженерного сооружения»; 7 – граница раздела «пол подвала – воздух внутри инженерного сооружения».

Рассматриваемая задача (5.4.1) – (5.4.14) решена по аналогии с п. 5.2 методом конечных разностей. Исследования проводились для резервуара марки РВС–100. Расстояние от внешней изоляции резервуара до фундамента инженерного сооружения составляло $B = 20$ м, а заглубление фундамента $A = 2$ м. Температура окружающей среды T_{ex} принималась равной средней

температуре воздуха за период отопления в городе Томск, а температура воздуха внутри инженерного сооружения составляло $T_{in} = 293,15$ К. Значение температуры грунта по глубине $y=y_0 = -100$ м принималось равным $T_0 = 3,6$ °С [271].

Средняя температура хранения топлива принята постоянной и равна, $T_m = 80$ °С [61]. Среднемесячные температуры наружного воздуха T_{ex} для г.Томск приведены в п. 5.3. Во всех вариантах численного анализа, значения коэффициента теплоотдачи принимается равным $\alpha = 5$ Вт/(м²·К).

В таблицах 5.4.1–5.4.6 приведены значения тепловых потерь, рассчитанных по нормативной методике [61] и результаты моделирования, для различных вариантов расположения резервуара для хранения топлива ТЭС и котельных [272–274]. В таблицах 5.4.1–5.4.6 обозначено: Q_1 – тепловые потери резервуара без учета наличия инженерного сооружения в зоне его размещения, Вт; Q_2 – тепловые потери резервуара с учетом наличия инженерного сооружения в зоне его размещения, Вт.

Таблица 5.4.1 – Результаты моделирования тепловых потерь подземного резервуара без учета фиксированной температуры грунта

Месяц	Q_1 , Вт	Q_2 , Вт	$\delta = (Q_2 - Q_1) / Q_1$, %
Сентябрь	6519,76	6542,28	0,34
Октябрь	7666,57	7704,85	0,50
Ноябрь	9228,60	9310,08	0,88
Декабрь	10233,07	10349,46	1,12
Январь	10449,10	10587,58	1,31
Февраль	10121,49	10214,96	0,92
Март	9182,77	9245,62	0,68
Апрель	7782,53	7822,48	0,51
Май	6603,88	6648,76	0,68
Июнь	5665,41	5687,85	0,39

Таблица 5.4.2 – Результаты моделирования тепловых потерь полуподземного резервуара без учета фиксированной температуры грунта

Месяц	Q_1 , Вт	Q_2 , Вт	$\delta = (Q_2 - Q_1) / Q_1$, %
Сентябрь	9839,75	9891,01	0,52
Октябрь	11928,73	12019,88	0,76
Ноябрь	14719,76	9879,53	1,07
Декабрь	16487,52	16684,65	1,18
Январь	16910,56	17246,16	1,95
Февраль	16288,34	16551,12	1,59
Март	14645,07	14849,10	1,37
Апрель	12155,26	12270,96	0,94
Май	9989,13	10064,11	0,74
Июнь	8298,52	8336,98	0,46

Таблица 5.4.3 – Результаты моделирования тепловых потерь наземного резервуара без учета фиксированной температуры грунта

Месяц	Q_1 , Вт	Q_2 , Вт	$\delta = (Q_2 - Q_1) / Q_1$, %
Сентябрь	16841,91	16946,82	0,62
Октябрь	19729,32	19956,09	1,14
Ноябрь	23660,38	24012,47	1,47
Декабрь	26130,33	26612,65	1,81
Январь	26721,73	27226,34	1,85
Февраль	25852,03	26242,45	1,49
Март	23556,01	23861,67	1,28
Апрель	20077,20	20307,83	1,14
Май	17050,64	17209,40	0,92
Июнь	14719,83	14790,83	0,48

Таблица 5.4.4 – Результаты моделирования тепловых потерь подземного резервуара с учетом фиксированной температуры грунта

Месяц	Q_1 , Вт	Q_2 , Вт	$\delta = (Q_2 - Q_1) / Q_1$, %
Сентябрь	6278,26	6323,88	0,72
Октябрь	7507,07	7574,23	0,89
Ноябрь	9103,06	9185,61	0,90
Декабрь	10106,08	10214,12	1,06
Январь	10346,24	10519,14	1,64
Февраль	9992,97	10102,27	1,08
Март	9060,87	9157,06	1,05
Апрель	7648,47	7714,04	0,85
Май	6419,66	6469,05	0,76
Июнь	5473,19	5504,81	0,57

Таблица 5.4.5 – Результаты моделирования тепловых потерь полуподземного резервуара с учетом фиксированной температуры грунта

Месяц	Q_1 , Вт	Q_2 , Вт	$\delta = (Q_2 - Q_1) / Q_1$, %
Сентябрь	9772,41	9823,68	0,52
Октябрь	11861,40	11952,54	0,76
Ноябрь	14652,43	9812,20	1,08
Декабрь	16420,19	16617,32	1,19
Январь	16843,23	17178,82	1,95
Февраль	16221,01	16483,79	1,59
Март	14577,73	14781,77	1,38
Апрель	12087,93	12203,62	0,95
Май	9921,80	9996,78	0,75
Июнь	8231,19	8269,65	0,47

Таблица 5.4.6 – Результаты моделирования тепловых потерь надземного резервуара с учетом фиксированной температуры грунта

Месяц	Q_1 , Вт	Q_2 , Вт	$\delta = (Q_2 - Q_1) / Q_1$, %
Сентябрь	16774,58	16879,49	0,62
Октябрь	19661,99	19888,76	1,14
Ноябрь	23593,05	23945,14	1,47
Декабрь	26063,00	26545,32	1,82
Январь	26654,40	27159,00	1,86
Февраль	25784,70	26175,12	1,49
Март	23488,68	23794,34	1,28
Апрель	20009,87	20240,50	1,14
Май	16983,31	17142,07	0,93
Июнь	14652,50	14723,50	0,48

На рисунках 5.4.4–5.4.6, в качестве примеров, приведены типичные температурные поля в рассматриваемых областях решения. Распределения температур в рассматриваемой области решения свидетельствуют о том, что изотермические линии сгущаются вблизи резервуара и инженерного сооружения и более разрежены при удалении от них, что соответствует представлением о процессах теплопроводности в твердых телах.

Результаты численного анализа тепловых потерь резервуаров для хранения топлив ТЭС и котельных свидетельствуют о том, что наличие инженерного сооружения в зоне их размещения не существенно влияет на изменение тепловых потерь. Максимальное отклонение составляет не более 2 %, следовательно, влиянием инженерного сооружения в зоне размещения резервуаров для хранения топлив ТЭС и котельных на их тепловые потери можно обоснованно пренебречь.

Учет фиксированной температуры грунта на «нижней» границе области решения также не значительно (до 3,5%) влияет на изменения

тепловых потерь, но существенно изменяет характер температурного поля грунта в зоне размещения резервуара (рисунки 5.4.4–5.4.6).

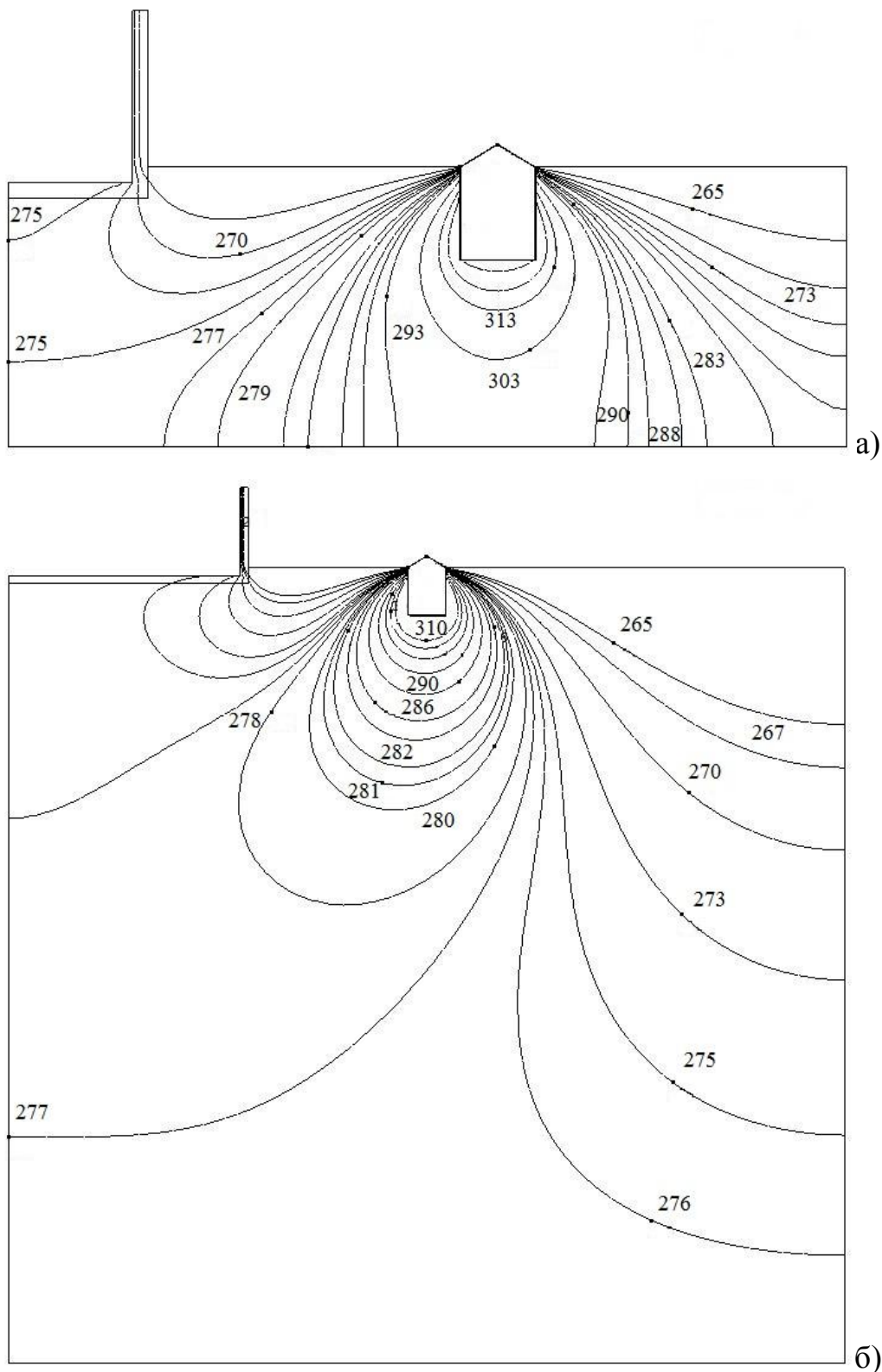


Рисунок 5.4.4 – Типичное температурное поле в зоне размещения подземного резервуара в условиях наличия инженерного сооружения декабрь ($-17,5^{\circ}\text{C}$):
«а» – без учета и «б» – с учетом фиксированной температуры грунта.

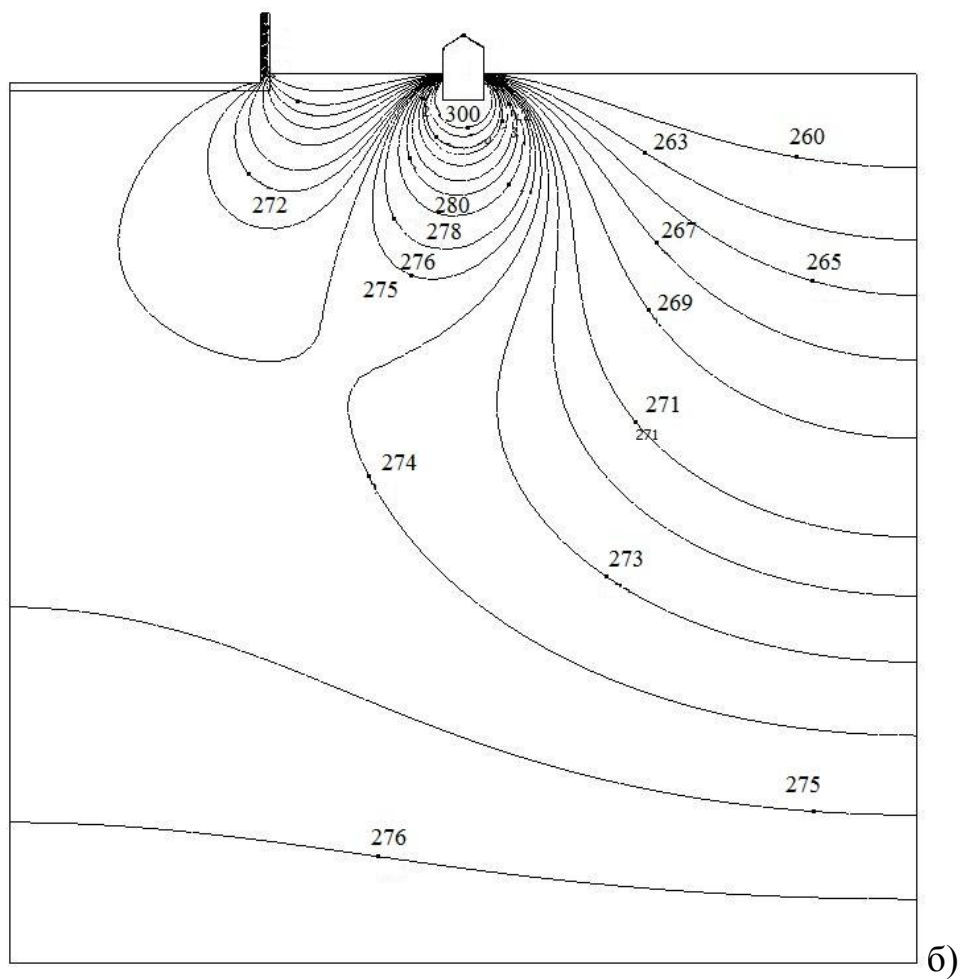
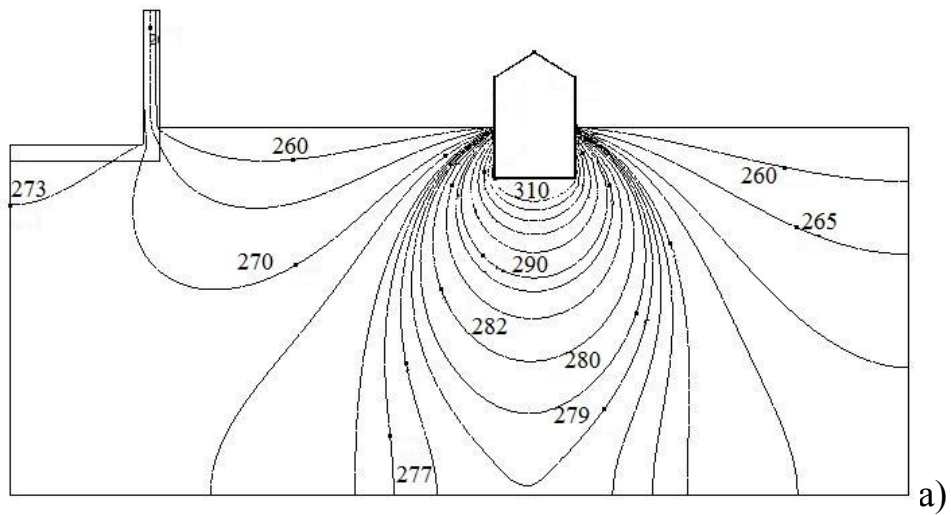


Рисунок 5.4.5 – Типичное температурное поле в зоне размещения полуподземного резервуара в условиях наличия инженерного сооружения декабрь ($-17,5\text{ }^{\circ}\text{C}$): «а» – без учета и «б» – с учетом фиксированной температуры грунта.

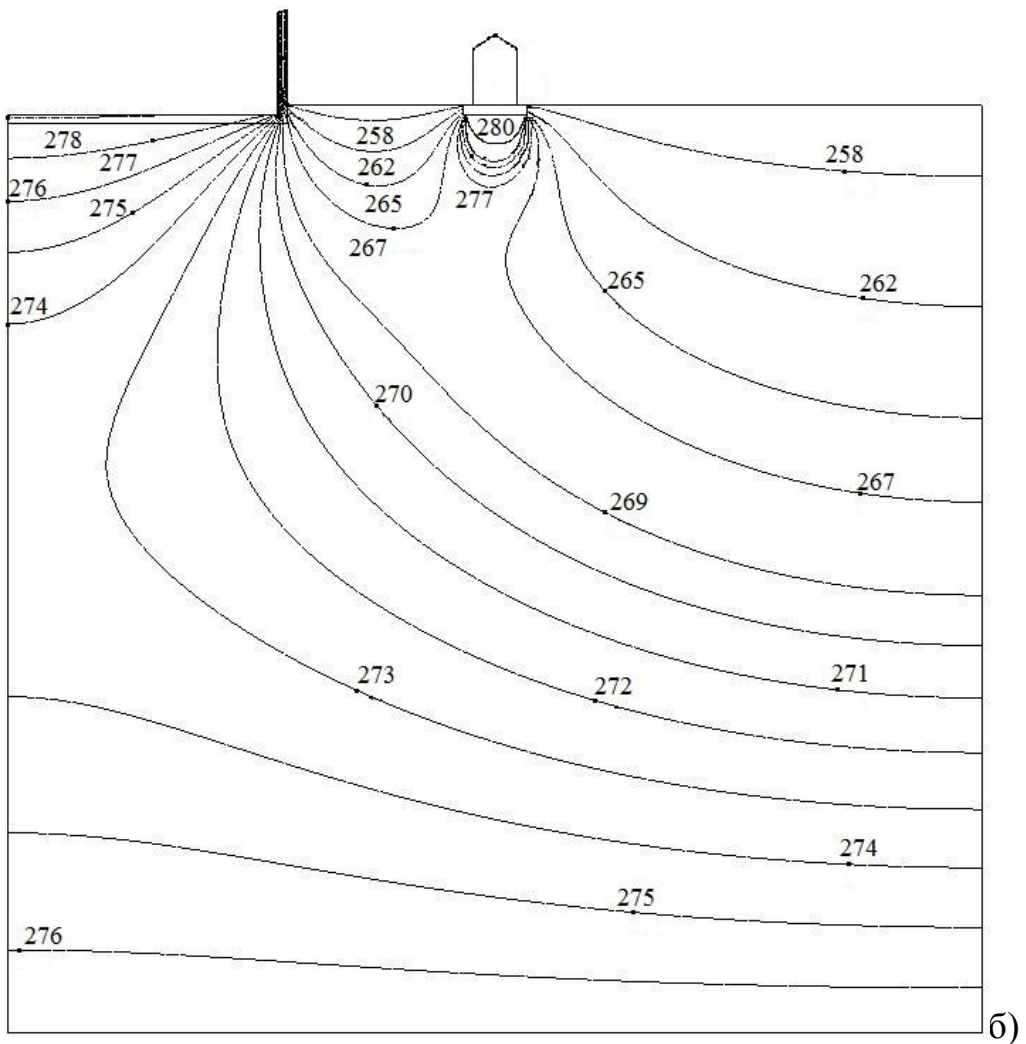
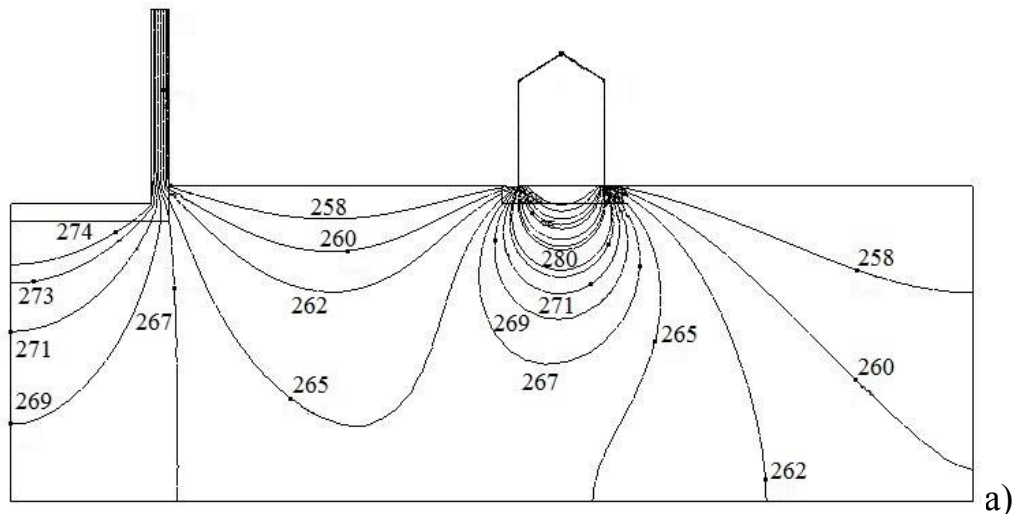


Рисунок 5.4.6 – Типичное температурное поле в зоне размещения наземного резервуара в условиях наличия инженерного сооружения декабрь (-17,5 °С): «а» – без учета и «б» – с учетом фиксированной температуры грунта.

Наибольшие потери наблюдаются для наземных резервуаров, а наименьшие – для подземных (таблицы 5.4.1 – 5.4.6). Это обстоятельство объясняется тем, что наземные резервуары имеют наибольшую площадь контакта с окружающей средой, а подземные – наименьшую.

Сопоставление результатов численного моделирования (таблицы 5.4.1 – 5.4.6) с величиной тепловых потерь, рассчитанных с использованием нормативной методики [61], можно сделать вывод о том, что расхождение в результатах составляет от 10 до 30 %. Такие расхождения объясняются тем, что методика расчета тепловых потерь резервуаров для хранения топлив [61] не учитывает интенсификацию теплоотвода в грунт и наличия инженерных сооружений в зоне размещения резервуара.

5.5 Влияние оттаивания грунта в зоне размещения резервуаров для хранения топлив на интенсификацию их тепловых потерь

Сезонное изменение температуры окружающей среды во многих регионах РФ сопровождается промерзанием-оттаиванием грунтов. Эти процессы неизбежно оказывают влияние на все объекты эксплуатирующиеся в подобных условиях, в том числе и на резервуары для хранения топлив. При проведении оценок влияния оттаивания грунта в зоне размещения резервуаров для хранения топлив на интенсификацию их тепловых потерь рассматривались типичные для РФ вертикальные цилиндрические стальные резервуары в наземном, полуподземном и подземном исполнениях. На рисунках 5.2.1–5.2.3 показаны схематические изображения рассматриваемых объектов.

В этом случае решаются двумерные стационарные задачи теплопроводности в системе «резервуар для хранения топлива – окружающая среда» с учетом оттаивания грунта.

Процессы переноса тепла для рассматриваемых объектов будут описываться следующими уравнениями теплопроводности:

$$C_p \rho_p \frac{\partial T_p}{\partial \tau} = \lambda_p \nabla^2 T_p; \quad (5.5.1)$$

$$C_{гг} \rho_{гг} \frac{\partial T_{гг}}{\partial \tau} = \lambda_{гг} \nabla^2 T_{гг}; \quad (5.5.2)$$

$$C_{гм} \rho_{гм} \frac{\partial T_{гм}}{\partial \tau} = \lambda_{гм} \nabla^2 T_{гм}. \quad (5.5.3)$$

В начальный момент времени значения температур в рассматриваемой области решения постоянны:

$$T_p = T_{гг} = T_{гм} = T_{ос} = \text{const}. \quad (5.5.4)$$

На внутренней поверхности корпуса резервуара поддерживается постоянная температура:

$$T_{p,1} = T_{м} = \text{const}. \quad (5.5.5)$$

В местах соприкосновения слоев выполняются условия идеального теплового контакта:

$$\lambda_p \text{grad}(T_{p,2}) = \lambda_{гг} \text{grad}(T_{гг,2}); \quad T_{p,2} = T_{гг,2}; \quad (5.5.6)$$

$$\lambda_{гг} \text{grad}(T_{гг,3}) = \lambda_{гм} \text{grad}(T_{гм,3}); \quad T_{гг,3} = T_{гм,3} = T_{г}; \quad (5.5.7)$$

$$\lambda_p \text{grad}(T_{p,4}) = \lambda_{гм} \text{grad}(T_{гм,4}); \quad T_{p,4} = T_{гм,4}. \quad (5.5.8)$$

На границах взаимодействия рассматриваемых объектов с окружающей воздушной средой выставляются граничные условия III рода:

$$-\lambda_{г} \text{grad}(T_{г,5}) = \alpha(T_{г,5} - T_{ос}), \quad (5.5.9)$$

$$-\lambda_p \text{grad}(T_{p,6}) = \alpha(T_{p,6} - T_{ос}). \quad (5.5.10)$$

На достаточно большом расстоянии от резервуара в грунте градиенты температур равны нулю:

$$\text{grad}(T_{гм}) = 0, \quad x \rightarrow \pm\infty, \quad y \rightarrow -\infty. \quad (5.5.11)$$

Обозначения: T – температура, К; x, y – координаты; λ – коэффициент теплопроводности, Вт/(м·К); c – теплоемкость, Дж/(кг·К); ρ – плотность, кг/м³; α – коэффициент теплоотдачи, Вт/(м²·К); τ – время, с.

Индексы: p – стенка резервуара; $г$ – грунт; $м$ – мазут; $гг$ – талый грунт; $гм$ – мерзлый грунт; $ос$ – окружающая среда; 1 – внутренняя поверхность изоляций резервуара; 2 – граница раздела «корпус резервуара- грунт талый»;

3 – граница раздела «грунт талый – грунт мерзлый»; 4 - граница раздела «корпус резервуара- грунт мерзлый»; 5 – граница раздела «грунт – окружающая среда»; 6 – граница раздела «резервуар – окружающая среда».

Рассматриваемая задача (5.5.1)–(5.5.11) по аналогии с предыдущими решена методом конечных разностей. Исследования проводились для резервуара марки РВС–100. Геометрические характеристики рассматриваемого резервуара описаны в п.5.2.

При проведении численного моделирования предполагалось, что температура внутренней поверхности резервуара имеет постоянное значение, равное температуре хранящегося топлива $T_m = 60$ °С. Температура окружающей среды принималась равной среднемесячным температурам наружного воздуха для города Томск [46]. Коэффициенты теплоотдачи принимались равными $\alpha = 5; 20; 35$ Вт/(м² К). Граница раздела между талым и мерзлым грунтом имеет постоянную температуру, равную 273 К.

Несмотря на то, что при постановке задачи предполагалось использование расчетной области для грунта неограниченных размеров, при проведении численного моделирования использовалась расчетная область размерами 25 метров в глубину и 45 м в стороны от симметрии для наземного, полуподземного и подземного резервуаров. Размеры расчетной области выбирались на основании серии предварительных численных экспериментов, таким образом, что бы изменение градиентов температур на границах области не превышало 0.5 %.

В таблице 5.5.1 приведены теплофизические характеристики материалов, использовавшиеся при проведении исследований [86].

Основные результаты исследования тепловых потерь резервуаров для хранения топлив при оттаивании грунта в зоне их размещения в зависимости от значений коэффициентов теплоотдачи приведены в таблицах 5.5.2 - 5.5.7. В таблицах 5.5.2 - 5.5.7 приведены величины тепловых потерь Q_1 без учета оттаивания грунта и Q_2 с учетом оттаивания грунта в зоне размещения резервуаров для хранения топлив ТЭС и котельных.

Таблица 5.5.1 – Теплофизические характеристики материалов

Материал	Тепловая изоляция	Грунт			
		Глинистый		Песчаный	
		Талый	Мерзлый	Талый	Мерзлый
λ , Вт/(м·К)	0,046	1,1	1,3	2,3	3,7
c , Дж/(кг·К)	840	1231	959	1486	1005
ρ , кг/м ³	150	1700		2000	

Таблица 5.5.2 – Теплотери надземного резервуара в глинистом грунте

α , Вт/(м ² К)	Месяцы	T_{oc} , °С	Q_1 , Вт	Q_2 , Вт	$\delta = \frac{Q_2 - Q_1}{Q_2} 100\%$
5	Ноябрь	-10,4	1733,08	1723,42	0,56
	Декабрь	-17,5	1907,88	1899,21	0,45
	Январь	-19,2	1949,72	1942,12	0,39
	Февраль	-16,7	1888,18	1878,92	0,49
	Март	-10,1	1726,01	1715,98	0,58
	Апрель	-0,1	1480,02	1469,05	0,74
20	Ноябрь	-10,4	2170,56	2162,78	0,36
	Декабрь	-17,5	2389,46	2381,36	0,34
	Январь	-19,2	2441,87	2433,62	0,34
	Февраль	-16,7	2364,79	2356,83	0,34
	Март	-10,1	2161,3	2153,67	0,35
	Апрель	-0,1	1852,98	1841,78	0,60
35	Ноябрь	-10,4	2260,07	2252,47	0,4
	Декабрь	-17,5	2488	2479,82	0,33
	Январь	-19,2	2542,58	2535,5	0,29
	Февраль	-16,7	2462,32	2455,84	0,26
	Март	-10,1	2250,44	2243,12	0,33
	Апрель	-0,1	1929,41	1918,13	0,58

Таблица 5.5.3 – Теплотери надземного резервуара в песчаном грунте

α , Вт/(м ² К)	Месяцы	T_{oc} , °С	Q_1 , Вт	Q_2 , Вт	$\delta = \frac{Q_2 - Q_1}{Q_2} 100\%$
5	Ноябрь	-10,4	1812,22	1787,4	1,37
	Декабрь	-17,5	1994,99	1974,95	1,01
	Январь	-19,2	2038,75	2020,04	0,92
	Февраль	-16,7	1974,40	1953,99	1,03
	Март	-10,1	1804,49	1778,13	1,46
	Апрель	-0,1	1547,08	1536,12	0,71
20	Ноябрь	-10,4	2253,94	2231,68	0,99
	Декабрь	-17,5	2481,25	2464,79	0,66
	Январь	-19,2	2535,68	2521,56	0,56
	Февраль	-16,7	2455,64	2438,97	0,68
	Март	-10,1	2244,33	2221,60	1,01
	Апрель	-0,1	1924,18	1892,35	1,65
35	Ноябрь	-10,4	2344,51	2322,42	0,94
	Декабрь	-17,5	2580,97	2567,84	0,51
	Январь	-19,2	2637,58	2624,26	0,51
	Февраль	-16,7	2554,32	2540,2	0,55
	Март	-10,1	2334,52	2312,24	0,95
	Апрель	-0,1	2001,5	1969,44	1,6

Таблица 5.5.4 – Теплотери полуподземного резервуара в глинистом грунте

α , Вт/(м ² К)	Месяцы	$T_{ос}$, °С	Q_1 , Вт	Q_2 , Вт	$\delta = \frac{Q_2 - Q_1}{Q_2} 100\%$
5	Ноябрь	-10,4	1393,50	1369,48	1,72
	Декабрь	-17,5	1534,04	1512,32	1,41
	Январь	-19,2	1567,68	1548,72	1,21
	Февраль	-16,7	1517,71	1493,61	1,59
	Март	-10,1	1387,55	1363,71	1,72
	Апрель	-0,1	1189,62	1188,37	0,10
20	Ноябрь	-10,4	1774,16	1750,67	1,32
	Декабрь	-17,5	1953,10	1938,46	0,74
	Январь	-19,2	1995,94	1979,96	0,80
	Февраль	-16,7	1932,93	1917,19	0,81
	Март	-10,1	1766,61	1742,96	1,34
	Апрель	-0,1	1514,60	1488,49	1,72
35	Ноябрь	-10,4	1854,62	1831,2	1,26
	Декабрь	-17,5	2041,66	2027,05	0,72
	Январь	-19,2	2086,44	2070,41	0,77
	Февраль	-16,7	2020,58	2005,1	0,77
	Март	-10,1	1846,71	1823,1	1,28
	Апрель	-0,1	1583,28	1556,86	1,67

Таблица 5.5.5 – Теплотери полуподземного резервуара в песчаном грунте

α , Вт/(м ² К)	Месяцы	$T_{ос}$, °С	Q_1 , Вт	Q_2 , Вт	$\delta = \frac{Q_2 - Q_1}{Q_2} 100\%$
5	Ноябрь	-10,4	1593,02	1522,94	4,40
	Декабрь	-17,5	1753,69	1692,76	3,47
	Январь	-19,2	1792,16	1732,02	3,6
	Февраль	-16,7	1735,58	1672,04	3,7
	Март	-10,1	1586,24	1509,62	4,83
	Апрель	-0,1	1359,96	1337,43	1,66
20	Ноябрь	-10,4	1989,66	1938,04	2,59
	Декабрь	-17,5	2190,33	2151,94	1,75
	Январь	-19,2	2238,37	2191,25	2,11
	Февраль	-16,7	2167,72	2118,16	2,29
	Март	-10,1	1981,15	1935,86	2,29
	Апрель	-0,1	1698,56	1625,05	4,33
35	Ноябрь	-10,4	2073,14	2033,85	1,9
	Декабрь	-17,5	2282,22	2231,46	2,22
	Январь	-19,2	2332,29	2283,08	2,11
	Февраль	-16,7	2258,66	2206,94	2,29
	Март	-10,1	2064,31	2008,86	2,69
	Апрель	-0,1	1769,83	1682,55	4,93

Таблица 5.5.6 – Теплотери подземного резервуара в глинистом грунте

α , Вт/(м ² К)	Месяцы	$T_{ос}$, °С	Q_1 , Вт	Q_2 , Вт	$\delta = \frac{Q_2 - Q_1}{Q_2} 100\%$
5	Ноябрь	-10,4	1179,91	1149,72	2,56
	Декабрь	-17,5	1298,92	1266,09	2,56
	Январь	-19,2	1327,40	1294,07	2,51
	Февраль	-16,7	1285,50	1257,1	2,21
	Март	-10,1	1174,88	1148,35	2,56
	Апрель	-0,1	1007,29	1004,91	0,24
20	Ноябрь	-10,4	1528,78	1499,22	1,93
	Декабрь	-17,5	1682,97	1663,68	1,15
	Январь	-19,2	1719,88	1703,41	0,96
	Февраль	-16,7	1665,59	1637,05	1,71
	Март	-10,1	1522,27	1495,99	1,73
	Апрель	-0,1	1305,11	1273,94	2,34
35	Ноябрь	-10,4	1603,62	1573,23	1,9
	Декабрь	-17,5	1765,68	1746,94	1,06
	Январь	-19,2	1804,42	1786,78	0,98
	Февраль	-16,7	1747,47	1719,09	1,62
	Март	-10,1	1597,1	1566,32	1,93
	Апрель	-0,1	1369,27	1337,73	2,3

Таблица 5.5.7 – Теплотери подземного резервуара в песчаном грунте

α , Вт/(м ² К)	Месяцы	T_{oc} , °С	Q_1 , Вт	Q_2 , Вт	$\delta = \frac{Q_2 - Q_1}{Q_2} 100\%$
5	Ноябрь	-10,4	1432,18	1328,45	7,24
	Декабрь	-17,5	1576,62	1485,89	5,75
	Январь	-19,2	1611,21	1524,31	5,39
	Февраль	-16,7	1560,34	1469,06	5,85
	Март	-10,1	1426,08	1321,99	7,30
	Апрель	-0,1	1222,65	1208,54	1,15
20	Ноябрь	-10,4	1802	1701,48	5,58
	Декабрь	-17,5	1983,74	1924,08	3,01
	Январь	-19,2	2027,26	1966,97	2,97
	Февраль	-16,7	1963,26	1897,43	3,35
	Март	-10,1	1794,3	1732,15	3,46
	Апрель	-0,1	1538,36	1437,3	6,57
35	Ноябрь	-10,4	1880,97	1781,4	5,29
	Декабрь	-17,5	2070,67	2013,29	2,77
	Январь	-19,2	2116,09	2060,48	2,63
	Февраль	-16,7	2049,29	1985,88	3,09
	Март	-10,1	1872,95	1813,16	3,19
	Апрель	-0,1	1605,77	1505,07	6,27

На рисунках 5.5.1–5.5.2, в качестве примера, приведены типичные температурные поля в зонах размещения подземного резервуара для хранения топлив ТЭС и котельных при значении коэффициента теплоотдачи 35 Вт/(м²К), грунт – глинистый, расчетный месяц – декабрь.

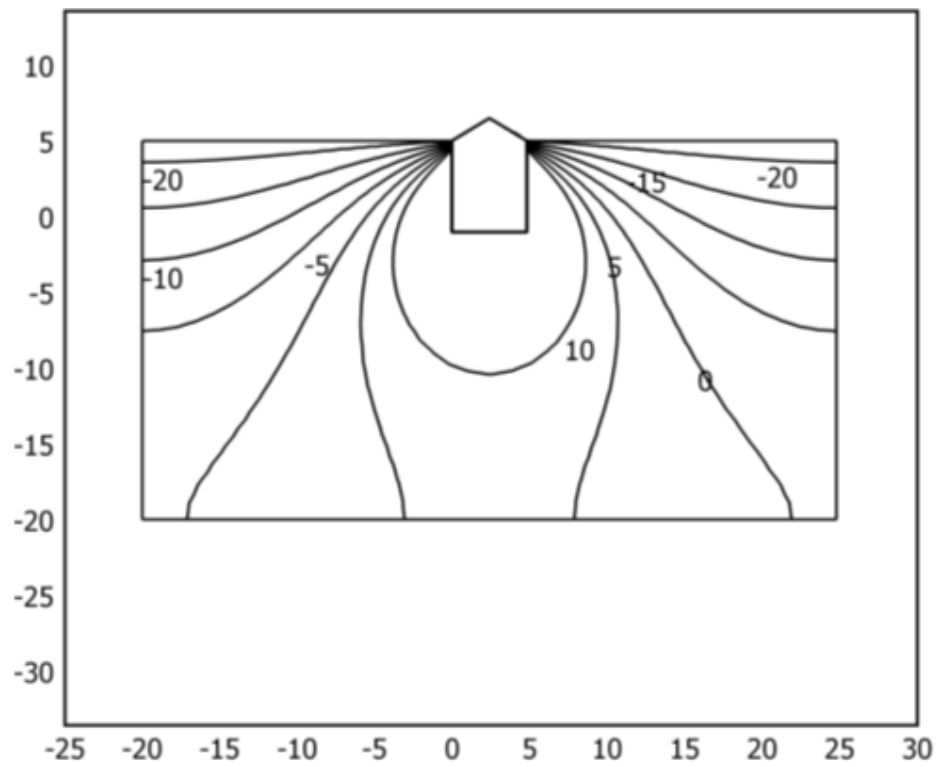


Рисунок 5.5.1 – Температурное поле в зоне размещения подземного резервуара без учета оттаивания грунта

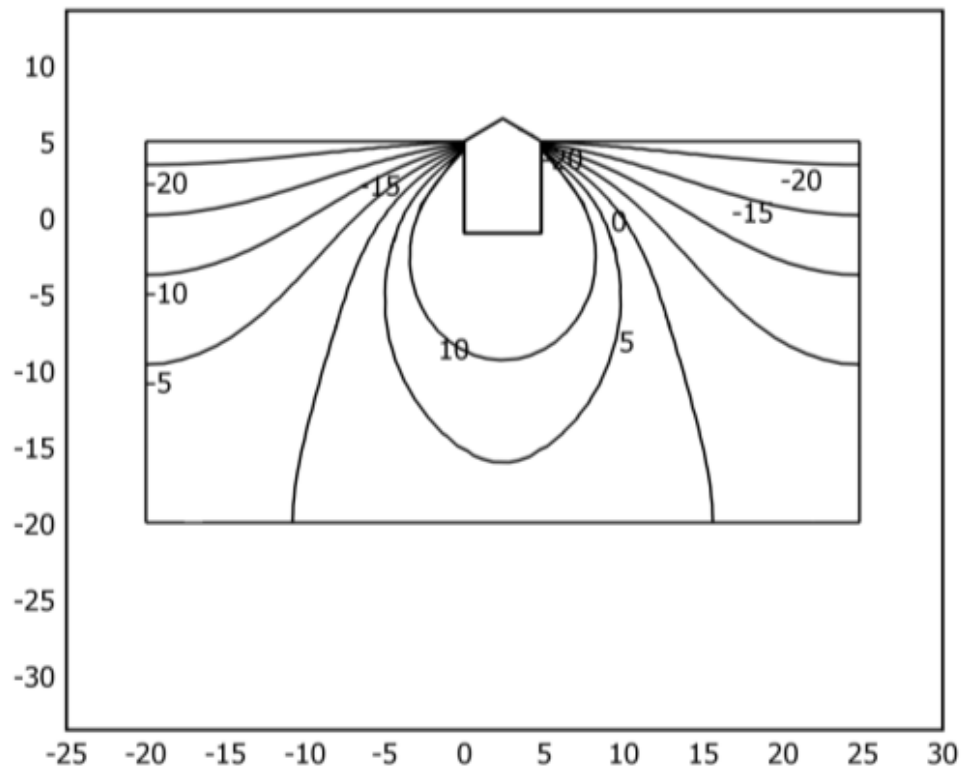


Рисунок 5.5.2 – Температурное поле в зоне размещения подземного резервуара с учетом оттаивания грунта

Результаты моделирования тепловых режимов резервуаров для хранения резервных топлив ТЭС и котельных, приведенные на рисунках 5.5.1–5.5.2, свидетельствуют о заметном теплоотводе в грунт, а, следовательно, и о необходимости учета этого фактора при исследовании тепловых режимов рассматриваемых объектов. Относительное изменение результатов численного моделирования тепловых потерь резервуаров с учетом оттаивания грунта и без учета составляет в предельных случаях 7,30 % для подземного, 1,37 % для наземного, 4,83 % для полуподземного резервуаров. Такие расхождения в результатах моделирования объясняются тем, что наземные резервуары имеют наименьшую площадь контакта с грунтом, а, следовательно, и интенсификация теплоотвода в грунт будет минимальной.

Анализ влияния интенсификации теплоотдачи на границе раздела «окружающая среда – корпус резервуара» позволяет утверждать, что при увеличении коэффициента теплоотдачи в 7 раз (от 5 до 35 Вт/(м² К) тепловые потери резервуаров увеличиваются на 30,1 % при наземном, 27,3% при полуподземном и на 17,2 % в подземном вариантах размещения.

Анализ влияния характеристик грунта в зоне размещения резервуаров на их тепловые потери свидетельствует о том, что при их размещении в зонах с грунтами, имеющими относительно высокую теплопроводность, тепловые потери возрастают от 3,58 % до 16,5 % в зависимости от варианта размещения резервуара и значений коэффициентов теплоотдачи.

Сопоставление результатов моделирования (таблицы 5.5.2–5.5.7) с величиной тепловых потерь, рассчитанных с использованием нормативной методики, позволяет говорить о том, что отклонение между ними составляет от 7 % для наземного резервуара и до 15 % для резервуара в подземном исполнении. Это обстоятельство свидетельствует о необходимости учета теплоотвода в грунт и его оттаивание при моделировании тепловых режимов резервуаров для хранения топлив ТЭС и котельных.

5.6. Тепловые режимы подземного хранилища сжиженного природного газа с учетом сезонного размораживания грунта в зоне его размещения

Предпосылки для решения задачи о тепловом режиме подземного хранилища сжиженного природного газа (СПГ) в условиях сезонного размораживания грунта в зоне его размещения аналогичны описанным в параграфе 5.5.

Анализ влияния сезонного размораживания грунта проведен на примере тепловых режимов изотермического подземного резервуара для хранения СПГ, стенки которого выполнены из предварительно напряженного железобетона, который изолирован насыпным перлитом.

На рисунке 5.6.1 показано схематическое изображение рассматриваемой области решения.

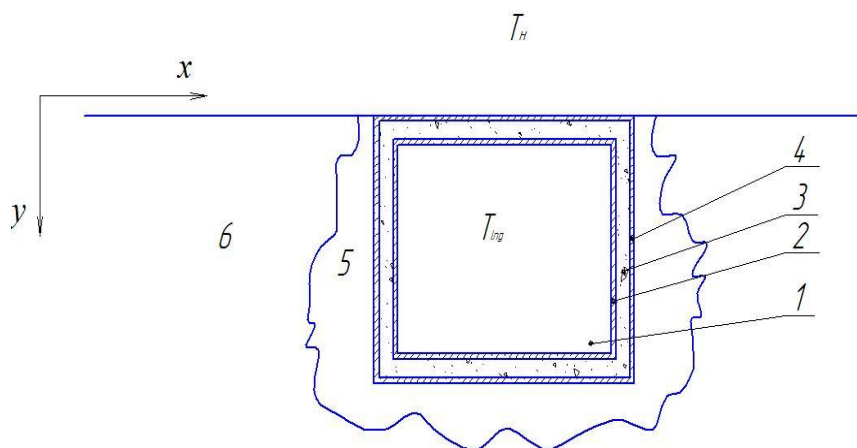


Рисунок 5.6.1 – Схема области решения: 1 – внутренняя область резервуара; 2 – внутренняя стенка резервуара; 3 – теплоизоляционный слой; 4 – наружная стена; 5 – мерзлый грунт; 6 – талый грунт; T_n – температура наружного воздуха; T_{lng} – температура сжиженного природного газа.

Конструкция резервуаров для хранения сжиженного природного газа состоит из трех вложенных друг в друга отдельных емкостей. Внешний резервуар – бетонный, толщина стен – 1 м. Второй резервуар играет роль пароизоляционного барьера. Он сделан из углеродистой стали и примыкает к внешнему резервуару. Внутренняя емкость построена из специальной 9 %

никелевой стали, рассчитанной на криогенные температуры. Основное назначение пароизоляционного барьера — препятствовать попаданию кислорода или влаги в резервуар СПГ, а также не допустить попадание испаряющегося газа из резервуара СПГ в атмосферу. Между внутренней емкостью и пароизоляционным барьером существует пространство шириной в один метр, которое заполнено изоляционным материалом.

В предлагаемой постановке процесс переноса тепла описывается уравнениями теплопроводности:

$$c_{\text{ст.мет.}} \rho_{\text{ст.мет.}} \frac{\partial T_{\text{ст.мет.}}}{\partial \tau} = \lambda_{\text{ст.мет.}} \nabla^2 T_{\text{ст.мет.}}, \quad (5.6.1)$$

$$c_{\text{бет.}} \rho_{\text{бет.}} \frac{\partial T_{\text{бет.}}}{\partial \tau} = \lambda_{\text{бет.}} \nabla^2 T_{\text{бет.}}, \quad (5.6.2)$$

$$\frac{\partial T_{\text{изол.}}}{\partial \tau} = \nabla^2 (a_{\text{изол.}} T_{\text{изол.}}), \quad (5.6.3)$$

$$\frac{\partial T_{\text{мерз.гр.}}}{\partial \tau} = \nabla^2 (a_{\text{мерз.гр.}} T_{\text{мерз.гр.}}), \quad (5.6.4)$$

$$\frac{\partial T_{\text{тал.гр.}}}{\partial \tau} = \nabla^2 (a_{\text{тал.гр.}} T_{\text{тал.гр.}}). \quad (5.6.5)$$

На внутренних поверхностях резервуара поддерживается постоянная температура, равная температуре хранения сжиженного природного газа:

$$T_1 = T_M = \text{const.} \quad (5.6.6)$$

На границах слоев реализуется условия идеального теплового контакта:

$$\lambda_{\text{внут.ст.}} \text{grad}(T_{\text{внут.ст.,2}}) = \lambda_{\text{изол.}} \text{grad}(T_{\text{изол.,2}}); T_{\text{внут.ст.,2}} = T_{\text{изол.,2}}, \quad (5.6.7)$$

$$\lambda_{\text{изол.}} \text{grad}(T_{\text{изол.,4}}) = \lambda_{\text{нар.ст.}} \text{grad}(T_{\text{нар.ст.,4}}); T_{\text{изол.,4}} = T_{\text{нар.ст.,4}}, \quad (5.6.8)$$

$$\lambda_{\text{нар.ст.}} \text{grad}(T_{\text{нар.ст.,4}}) = \lambda_{\text{мерз.гр.}} \text{grad}(T_{\text{мерз.гр.,4}}); T_{\text{нар.ст.,4}} = T_{\text{мерз.гр.,4}}, \quad (5.6.9)$$

$$\lambda_{\text{мерз.гр.}} \text{grad}(T_{\text{мерз.гр.,5}}) = \lambda_{\text{тал.гр.}} \text{grad}(T_{\text{тал.гр.,5}}); T_{\text{мерз.гр.,5}} = T_{\text{тал.гр.,5}}.$$

(5.6.10)

На поверхности раздела «грунт – окружающая среда» реализуется условия конвективного теплообмена:

$$-\lambda_{\text{гр.}} \text{grad}(T_{\text{гр.,6}}) = \alpha_6 (T_{\text{гр.,6}} - T_{\text{н}}). \quad (5.6.11)$$

На достаточно большом расстоянии от резервуара градиенты температур в грунте равны нулю:

$$\text{grad}(T_{\text{гр.}})=0, x \rightarrow \pm\infty; y \rightarrow -\infty. \quad (5.6.12)$$

Обозначения: T – температура, К; λ – коэффициент теплопроводности, Вт/(м·К); c – теплоемкость, Дж/(кг·К); ρ – плотность, кг/м³; α – коэффициент теплоотдачи, Вт/(м²·К); a – температуропроводность, м²/с; м – метан; внут.ст. – внутренняя стена; изол. – изоляция; нар.ст. – наружная стена; мерз.гр. – мерзлый грунт; тал.гр. – талый грунт; гр. – грунт; x, y – координаты расположения подземного резервуара; 1 – внутренняя область резервуара; 2 – внутренняя стенка резервуара; 3 – теплоизоляционный слой; 4 – наружная стена; 5 – мерзлый грунт; 6 – талый грунт;

Рассматриваемая задача (5.6.1)–(5.6.12), по аналогии с предыдущими задачами, решена методом конечных разностей. Исследования проводились для резервуара диаметром $d=72$ м, высотой $L=50$ м, изолированного теплоизоляционным материалом толщиной $\delta_u=1$ м. Температура на внутренней поверхности резервуара соответствует температуре хранения жидкого метана $T_{\text{ing}}=113,15$ К [259]. Температура окружающей среды принималась для г. Томска в соответствии с [171]. Коэффициент теплоотдачи от грунта к окружающей среде принимался равным $\alpha=15$ Вт/(м²·К).

В таблице 5.6.1 приведены значения [54, 86] теплофизических характеристик, использованные при проведении исследований тепловых режимов рассматриваемой системы.

Основные результаты численного исследования тепловых режимов хранилищ сжиженных газов с учетом и без учета сезонного размораживания грунта приведены на рисунке 5.6.2.

Таблица 5.6.1 – Теплофизические характеристики

Свойство		λ , Вт/(м·К)	c , Дж/(кг·К)	ρ , кг/м ³
Тепловая изоляция		$0,0518+0,000163 \cdot (T-273,15)$	$869+2,88 \cdot (T-273,15)$	139
Грунт	Мерзлый	$2,2-0,0015 \cdot (T-273,15)$	$965+3,2 \cdot (T-273,15)$	2000
	Талый	$1,5+0,0017 \cdot (T-273,15)$	$1365+3,2 \cdot (T-273,15)$	
Железобетон		1,54	887	2200

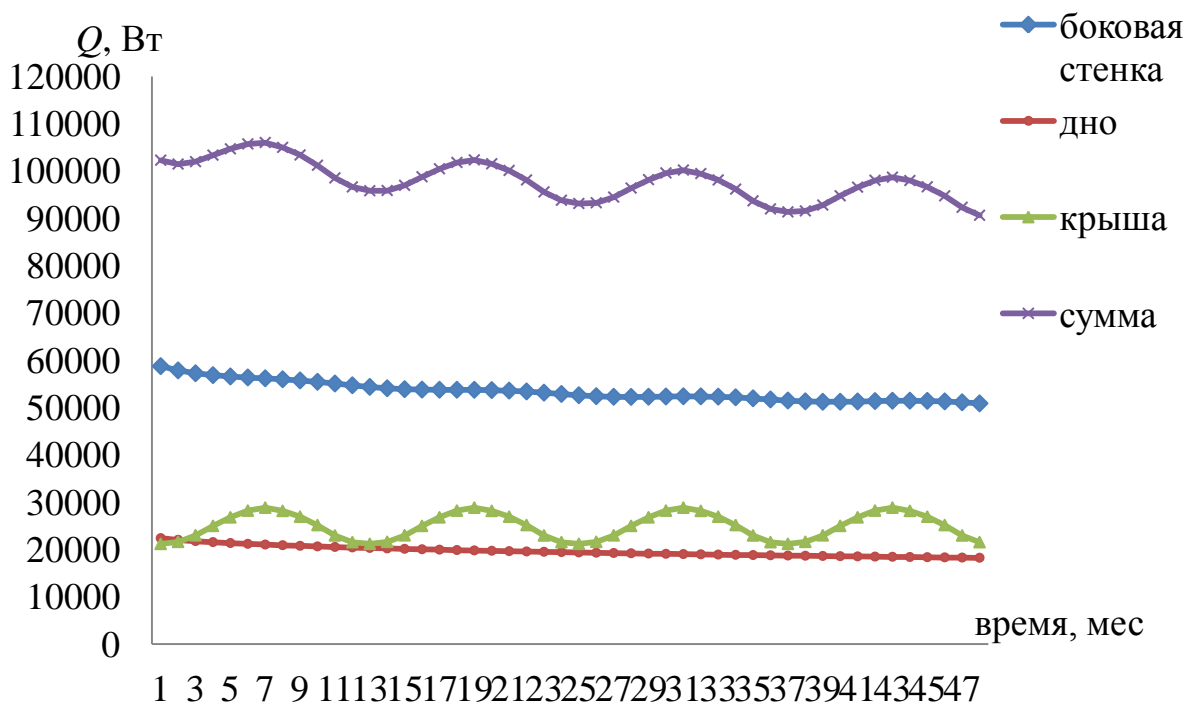


Рисунок 5.6.2 – Потери холода резервуара СПГ за четыре года эксплуатации

Результаты численного моделирования тепловых режимов хранилищ сжиженных газов с учетом сезонного размораживания грунта свидетельствуют об ожидаемом уменьшении тепловых притоков при длительном хранении сжиженного газа. Также наблюдается закономерное возрастание потерь холода при повышении температуры окружающей среды.

Из рисунка 5.6.2 видно, что наибольшие потери приходится на боковые стенки хранилища, а наименьшие на крышу и дно, что объясняется величинами соответствующих поверхностей.

Учет размораживания грунта в зоне размещения подземного резервуара сопровождается соответствующим ростом потерь холода вследствие изменения теплофизических характеристик грунта при оттаивании.

По результатам численного моделирования можно сделать вывод о том, что учет сезонного размораживания грунта не приводит к существенному уточнению величин теплопритоков к резервуарам для хранения СПГ (отклонение менее 1 %). Поэтому расчет потерь холода резервуара для хранения сжиженного газа можно вести и без учета сезонного размораживания грунта.

Рисунок 5.6.2 показывает влияние начальных условий на тепловой режим исследуемой системы. Результаты численного моделирования, приведенные на рисунке 5.6.2, позволяют сделать вывод о том, что начиная с третьего года непрерывной эксплуатации хранилища, начальные условия перестают оказывать влияние на тепловое состояние рассматриваемой системы.

5.7 Влияние инженерных сооружений на тепловые потери подземных хранилищ сжиженного природного газа

Предпосылки к оценке влияния инженерных сооружений на тепловые потери подземных хранилищ сжиженного природного газа аналогичны описанным в параграфе 5.4. При этом рассматривается подземный резервуар для хранения сжиженного природного газа, стенки которого выполнены из предварительно напряженного железобетона, изолированный насыпным перлитом. Предполагается, что резервуар эксплуатируется в зоне влияния инженерных сооружений.

На рисунке 5.7.1 показано схематическое изображение сечения рассматриваемой системы.

Для рассматриваемой области решается стационарная задача теплопроводности в системе «подземный резервуар – окружающая среда» с учетом наличия инженерных сооружений в зоне размещения.

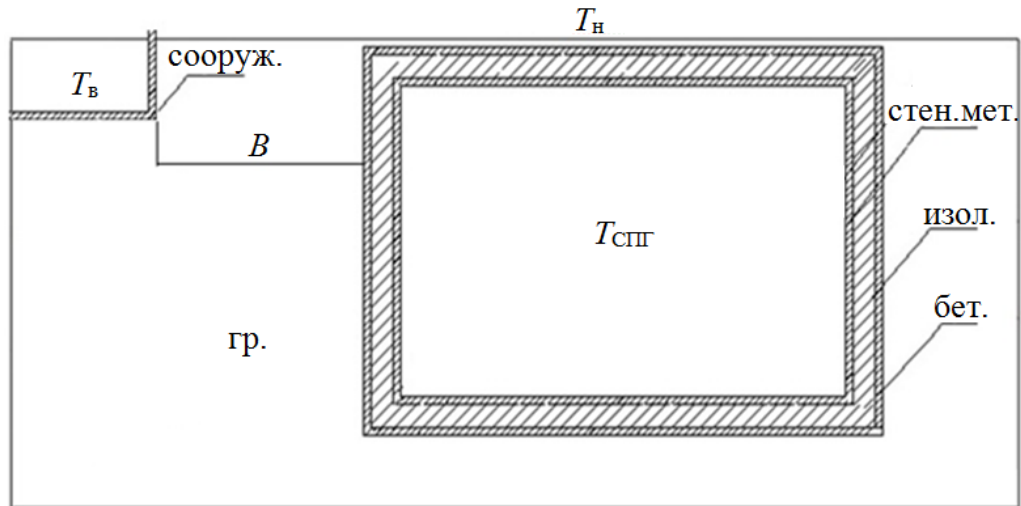


Рисунок 5.7.1 – Схематическое изображение области решения задачи

В этом случае процесс переноса тепла в рассматриваемой области решения (рисунок 5.7.1) будет описываться следующими уравнениями:

$$\nabla^2 T_{\text{ст.мет.}} = 0, \quad (5.7.1)$$

$$\nabla^2 T_{\text{изол.}} = 0, \quad (5.7.2)$$

$$\nabla^2 T_{\text{бет.}} = 0, \quad (5.7.3)$$

$$\nabla^2 T_{\text{мерз.гр.}} = 0, \quad (5.7.4)$$

$$\nabla^2 T_{\text{тал.гр.}} = 0, \quad (5.7.5)$$

$$\nabla^2 T_{\text{сооруж.}} = 0. \quad (5.7.6)$$

На внутренних поверхностях резервуара поддерживаются постоянные температуры, равные температуре хранения сжиженного природного газа:

$$T_1 = T_{\text{СПГ}} = \text{const.} \quad (5.7.7)$$

На границах слоев реализуется условия идеального теплового контакта:

$$\lambda_{\text{ст.мет.}} \text{grad}(T_{\text{ст.мет.,2}}) = \lambda_{\text{изол.}} \text{grad}(T_{\text{изол.,2}}); T_{\text{ст.мет.,2}} = T_{\text{изол.,2}}, \quad (5.7.8)$$

$$\lambda_{\text{изол.}} \text{grad}(T_{\text{изол.,3}}) = \lambda_{\text{бет.}} \text{grad}(T_{\text{бет.,3}}); T_{\text{изол.,3}} = T_{\text{бет.,3}}, \quad (5.7.9)$$

$$\lambda_{\text{бет.}} \text{grad}(T_{\text{бет.},4}) = \lambda_{\text{мерз.гр.}} \text{grad}(T_{\text{мерз.гр.},4}); T_{\text{бет.},4} = T_{\text{мерз.гр.},4}, \quad (5.7.10)$$

$$\lambda_{\text{мерз.гр.}} \text{grad}(T_{\text{мерз.гр.},5}) = \lambda_{\text{тал.гр.}} \text{grad}(T_{\text{тал.гр.},5}); T_{\text{мерз.гр.},5} = T_{\text{тал.гр.},5}, \quad (5.7.11)$$

$$\lambda_{\text{тал.гр.}} \text{grad}(T_{\text{тал.гр.},6}) = \lambda_{\text{сооруж.}} \text{grad}(T_{\text{сооруж.},6}); T_{\text{тал.гр.},6} = T_{\text{сооруж.},6}. \quad (5.7.12)$$

На поверхности раздела «грунт – окружающая среда», «внутренняя поверхность стены инженерного сооружения – воздух внутри инженерного сооружения», «поверхность пола – воздух внутри инженерного сооружения» и «внешняя поверхность стены инженерного сооружения – окружающая среда» реализуется условия конвективного теплообмена:

$$-\lambda_{\text{гр.}} \text{grad}(T_{\text{гр.},7}) = \alpha_7(T_{\text{гр.},7} - T_{\text{н}}), \quad (5.7.13)$$

$$-\lambda_{\text{сооруж.}} \text{grad}(T_{\text{сооруж.},8}) = \alpha_8(T_{\text{сооруж.},8} - T_{\text{вн}}), \quad (5.7.14)$$

$$-\lambda_{\text{сооруж.}} \text{grad}(T_{\text{сооруж.},9}) = \alpha_9(T_{\text{сооруж.},9} - T_{\text{вн}}), \quad (5.7.15)$$

$$-\lambda_{\text{сооруж.}} \text{grad}(T_{\text{сооруж.},10}) = \alpha_{10}(T_{\text{сооруж.},10} - T_{\text{н}}). \quad (5.7.16)$$

На достаточно большом расстоянии от резервуара градиенты температур в грунте равны нулю:

$$\text{grad}(T_{\text{гр}}) = 0, \quad x \rightarrow \pm\infty; \quad y \rightarrow \pm\infty; \quad z \rightarrow -\infty. \quad (5.7.17)$$

Обозначения: B - расстояние от инженерного сооружения до хранилища, м; $T_{\text{н}}$ – температура наружного воздуха, К; $T_{\text{спг}}$ – температура сжиженного природного газа, К; $T_{\text{в}}$ – температура внутри инженерного сооружения, К; T – температура, К; λ – коэффициент теплопроводности, Вт/(м·К); α – коэффициент теплоотдачи, Вт/(м²·К); стен.мет. – стенка металлическая резервуара; бет. – бетон; изол. – изоляция; гр. – грунт; мерз.гр. – мерзлый грунт; тал.гр. – талый грунт; сооруж. – инженерное сооружение; 1 – внутренняя поверхность резервуара; 2 – граница раздела «металлическая стенка резервуара – тепловая изоляция»; 3 – граница раздела «тепловая изоляция – наружная стена»; 4 – граница раздела «стенка – мерзлый грунт»; 5 – граница раздела «мерзлый грунт – талый грунт»; 6 – граница раздела «грунт – инженерное сооружение»; 7 – граница раздела «грунт – окружающая среда»; 8 – «внутренняя поверхность стены инженерного сооружения – воздух внутри инженерного сооружения»; 9 – «поверхность

пола – воздух внутри инженерного сооружения»; 10 – «внешняя поверхность стены инженерного сооружения – окружающая среда».

Задача (5.7.1)–(5.7.17) по аналогии с п. 5.6 решена методом конечных разностей. Несмотря на то, что при постановке задачи предполагалось использование области решения неограниченных размеров (выражение (5.7.17)), при проведении численного моделирования использовалась расчетная область размерами 200 м по вертикали и 500x500 м по горизонтали. Размеры расчетной области выбирались на основании серии предварительных численных экспериментов таким образом, чтобы относительное изменение температур на границах области решения не превышало 0,5 %.

Исследования проводились для резервуара диаметром $d=72\text{м}$, высотой $H=50\text{м}$, изолированного теплоизоляционным материалом толщиной $\delta_{\text{и}}=1\text{м}$ (рисунок 5.7.1). Температура на внутренней поверхности резервуара соответствует температуре хранения жидкого метана $T_{\text{снг}}=113,150\text{К}$. Температура окружающей среды принималась равной средней температуре воздуха за отопительный период $T_{\text{н}}=264,35\text{К}$ (г. Томск) [171]. Заглубление фундамента составляло $h=2\text{м}$. Согласно [170] коэффициент теплоотдачи внутренней поверхности ограждающих конструкций инженерного сооружения соответственно для стен и пола по грунту $\alpha_8=8,7\text{ Вт}/(\text{м}^2\cdot\text{К})$ и $\alpha_9=4,5\text{ Вт}/(\text{м}^2\cdot\text{К})$. Коэффициент теплоотдачи от стены к окружающей среде принимался равным $\alpha_{10}=23\text{ Вт}/(\text{м}^2\cdot\text{К})$, от грунта к окружающей среде $\alpha_7=15\text{ Вт}/(\text{м}^2\cdot\text{К})$. Теплофизические характеристики тепловой изоляции, грунта, фундамента из железобетона использованные при проведении исследований тепловых режимов рассматриваемой системы (рисунок 5.7.1) аналогичны описанным в п. 5.6.

В таблице 5.7.1 приведены притоки тепла к хранилищу сжиженного газа при расчетной температуре наружного воздуха $T_{\text{н}}$ через дно $Q_{\text{д}}$, перекрытие $Q_{\text{п}}$, стены $Q_{\text{с}}$, а также суммарные теплопритоки Q_1 при отсутствии близ расположенных инженерных сооружений.

Таблица 5.7.1 – Результаты численного исследования тепловых режимов хранилища сжиженного газа

T_n, K	$Q_d, Вт$	$Q_p, Вт$	$Q_c, Вт$	$Q_1, Вт$
Июль, 291,45	116826	33006	54838	104670
Январь, 254,05	12951	24268	41699	78918
Среднегодовая, 272,65	14860	28492	48143	91495

В таблицах 5.7.2–5.7.4 представлены притоки тепла к хранилищу сжиженного газа через дно Q_d , через перекрытие Q_p , стены Q_c , а также суммарные притоки тепла Q_2 к хранилищу сжиженного газа расположенному на расстоянии B от фундамента инженерного сооружения. Кроме того приведены теплопритоки к резервуару при отсутствии близ расположенных инженерных сооружений Q_1 , а также расхождение величин теплопритоков к хранилищу при отсутствии и наличии в зоне его влияния инженерных сооружений δ . Численное исследование тепловых режимов хранилища сжиженного газа расположенного в зоне влияния инженерного сооружения проведено при различных расчетных температурах наружного воздуха T_n .

Таблица 5.7.2 – Результаты численного исследования тепловых режимов хранилища сжиженного газа расположенного в зоне влияния инженерного сооружения (июль, $T_n=291,45K$)

$B, м$	$Q_d, Вт$	$Q_p, Вт$	$Q_c, Вт$	$Q_2, Вт$	$\delta = \frac{Q_2 - Q_1}{Q_1} \cdot 100\%$
10	16837	16837	54853	104814	0,138
50	16834	16834	54845	104671	0,001
100	16832	16832	54844	104671	0,001
150	16830	16830	54845	104671	0,001

Таблица 5.7.3 – Результаты численного исследования тепловых режимов хранилища сжиженного газа расположенного в зоне влияния инженерного сооружения (январь, $T_{\text{н}}=254,05$ К)

$B, \text{м}$	$Q_{\text{д}}, \text{Вт}$	$Q_{\text{п}}, \text{Вт}$	$Q_{\text{с}}, \text{Вт}$	$Q_2, \text{Вт}$	$\delta = \frac{Q_2 - Q_1}{Q_1} \cdot 100\%$
10	13007	24214	42309	79530	0,775
50	12991	24250	41805	79046	0,162
100	12977	24259	41726	78962	0,056
150	12968	24260	41717	78945	0,034

Таблица 5.7.4 – Результаты численного исследования тепловых режимов хранилища сжиженного газа расположенного в зоне влияния инженерного сооружения (при среднегодовой температуре, $T_{\text{н}}=272,65$ К)

$B, \text{м}$	$Q_{\text{д}}, \text{Вт}$	$Q_{\text{п}}, \text{Вт}$	$Q_{\text{с}}, \text{Вт}$	$Q_2, \text{Вт}$	$\delta = \frac{Q_2 - Q_1}{Q_1} \cdot 100\%$
10	14895	28523	48463	91881	0,422
50	14883	28476	48202	91561	0,072
100	14877	28482	48155	91514	0,021
150	14871	28483	48153	91507	0,013

Результаты численного моделирования притоков тепла к хранилищу сжиженного природного газа, приведенные в таблицах 5.7.1–5.7.4, свидетельствуют об увеличении притоков при его расположении в зоне влияния инженерных сооружений.

Анализ изменения величин притоков тепла в зависимости от расстояния между хранилищем сжиженного природного газа и инженерным сооружением позволяет сделать вывод о том, что уменьшение расстояния от 150 м до 10 м приводит к возрастанию теплопритоков на 0,422 % при среднегодовой температуре наружного воздуха $T_{\text{н}}=272,65$ К.

Результаты исследований позволяют говорить о том, что при среднемесячной температуре самого холодного месяца (январь, $T_H=254,05$ К) уменьшение расстояния между хранилищем сжиженного природного газа и инженерным сооружением от 150 м до 10 м приводит к возрастанию теплопритоков на 0,775 %. А при среднемесячной температуре самого теплого месяца (июль, $T_H=291,45$ К) уменьшение расстояния от 150 м до 10 м приводит к возрастанию теплопритоков на 0,138 %.

На основании из результатов численного моделирования, разница притоков тепла к резервуару при отсутствии и наличии близ расположенного инженерного сооружения составляет $\Delta Q=Q_2-Q_1=0.386$ кВт при среднегодовой температуре наружного воздуха $T_H=272,65$ °К и удаленности инженерного сооружения от резервуара с СПГ на 10 м.

Таким образом, при подводе к хранилищу жидкого метана теплоты в количестве $\Delta Q=386$ Вт из него испарится m кг метана:

$$m = \frac{\Delta Q}{L \cdot 0,000278} = \frac{0,386}{511,18 \cdot 0,000278} = 2,726 \text{ кг/ч,}$$

где $L=511,18$ кДж/кг - скрытая теплота испарения при давлении 760 мм рт. ст. [259]. Согласно [259] метан имеет плотность жидкой фазы при температуре конденсации и давлении 760 мм рт. ст. равную $\rho_{ж} = 416$ кг/м³. Соответственно за час из рассматриваемого резервуара испарится $V_{ж}$ жидкого метана:

$$V_{ж} = \frac{m}{\rho_{ж}} = \frac{2,726}{416} = 0,0065 \text{ м}^3/\text{ч,}$$

образовав при этом следующий объем газа:

$$V_{газ} = V_{ж} \cdot 580 = 0,0065 \cdot 580 = 3,787 \text{ м}^3/\text{ч,}$$

т.к. отношение объема газа к объему жидкости при температуре конденсации и давлении 760 мм рт. ст. равно 580 [259].

Зная стоимость процесса сжижения метана [275, 276] можно произвести экономический расчет стоимости затрат на компенсацию теплопритоков от инженерного сооружения к хранилищу метана.

Таким образом, вышеуказанная стоимость рассчитывается по следующей формуле:

$$C = \Pi \cdot V_{\text{газ}} \cdot \tau,$$

где C – стоимость затрат на компенсацию теплопритоков от инженерного сооружения к хранилищу сжиженного природного газа, руб; $V_{\text{газ}}$ – объем испарившегося газа, м^3 ; Π – стоимость процесса сжижения метана, руб; τ – расчетный период времени, час;

В результате затраты на компенсацию теплопритоков от инженерного сооружения к хранилищу метана составляют 955,415 – 1433,12 долларов в год (в ценах 2014 года).

В таблице 5.7.5 представлены результаты экономического анализа влияния инженерного сооружения на теплоприток к рассматриваемому хранилищу сжиженного метана.

Таблица 5.7.5 – Расчет стоимости затрат на компенсацию теплопритоков от инженерного сооружения к хранилищу сжиженного природного газа

$B, \text{м}$	$\Delta Q, \text{кВт}$	$m, \text{кг/ч}$	$V_{\text{ж}}, \text{м}^3$	$V_{\text{газ}}, \text{м}^3$	$V, \text{м}^3$	$C, \text{доллар}$
10	0,386	2,716	0,00653	3,787	33175	955 – 1436
50	0,066	0,464	0,00112	0,648	5672	163 – 246
100	0,019	0,134	0,00032	0,186	1633	47 – 71
150	0,012	0,084	0,00020	0,118	1031	30 – 45

По результатам экономического расчета (таблица 5.7.5) можно сделать вывод о том что размещение сооружений в непосредственной близости от хранилища с СПГ приводит к возрастанию стоимости затрат на компенсацию теплопритоков от инженерного сооружения к хранилищу сжиженного

природного газа. Однако, следует отметить, что уменьшение расстояния между хранилищем и сооружением связанными инженерными коммуникациями приводит к сокращению протяженности последних, что в свою очередь способствует минимизации капитальных расходов на их строительство и обслуживание. Эти обстоятельства следует учитывать при проектировании и реконструкции хранилищ СПГ.

5.8 Влияние локального пожара в зоне размещения надземного резервуара для хранения сжиженных природных газов на его тепловые режимы

Разработанные подходы к анализу тепловых режимов систем транспортировки и хранения энергоносителей, описанные в настоящей диссертации, позволяют использовать их в различных приложениях. В данном параграфе рассмотрено влияние локального пожара на интенсификацию процессов теплопереноса в конструкциях и объеме надземного резервуара для хранения СПГ.

Анализ влияния локального пожара на рост теплопритоков в конструкции резервуара для хранения сжиженных природных газов можно выполнить с использованием моделей сопряженного теплопереноса [216–218].

В качестве примера рассматривается изотермический надземный резервуар для хранения СПГ. На рисунке 5.8.1 приведено схематическое изображение области решения рассматриваемой задачи.

Для рассматриваемой области решается нестационарная двухмерная сопряженная задача кондуктивного-конвективного теплопереноса в системе «резервуар СПГ – окружающая среда».

Основные допущения, принятые при постановке задачи, заключаются в следующем:

1. Теплофизические свойства материалов и веществ имеют известные и постоянные значения.
2. На границах контакта между слоями выполняются условия идеального теплового контакта.
3. Не учитывается теплообмен излучением и фазовые переходы сжиженного метана.

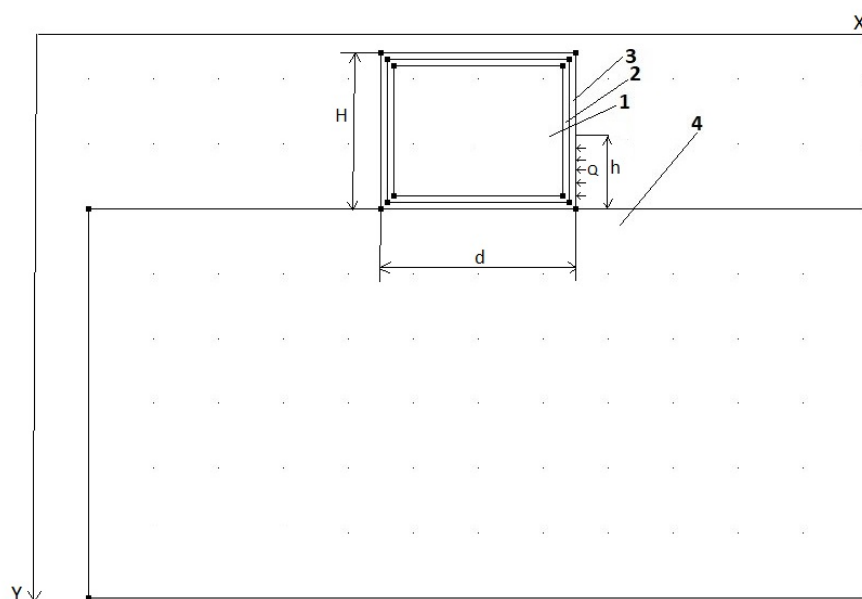


Рисунок 5.8.1 – Схематическое изображение области решения: 1 – сжиженный метан; 2 – внутренняя оболочка резервуара; 3 – внешняя оболочка резервуара, 4 – грунт, d – диаметр резервуара; H – высота резервуара; h – область действия локального пожара

В предлагаемой постановке процесс переноса тепла в рассматриваемой области решения (рисунок 5.8.1) описывается:

для сжиженного метана - уравнениями энергии, движения и неразрывности:

$$C_1 \rho_1 \left(\frac{\partial T_1}{\partial \tau} + w_x \frac{\partial T_1}{\partial x} + w_y \frac{\partial T_1}{\partial y} \right) = \lambda_1 \left(\frac{\partial^2 T_1}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T_1}{\partial y^2} \right), \quad (5.8.1)$$

$$\frac{\partial w_x}{\partial \tau} + w_x \frac{\partial w_x}{\partial x} + w_y \frac{\partial w_x}{\partial y} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial P}{\partial x} + \nu_1 \left(\frac{\partial^2 w_x}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 w_y}{\partial y^2} \right), \quad (5.8.2)$$

$$\frac{\partial w_y}{\partial \tau} + w_x \frac{\partial w_y}{\partial x} + w_y \frac{\partial w_y}{\partial y} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial P}{\partial y} + \nu_1 \left(\frac{\partial^2 w_x}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 w_y}{\partial y^2} \right) + g \beta_1 (T - T_5), \quad (5.8.3)$$

$$\frac{\partial \rho_1}{\partial \tau} + \rho_1 \frac{\partial w_x}{\partial x} + \rho_1 \frac{\partial w_y}{\partial y} = 0. \quad (5.8.4)$$

В стенках резервуара уравнениями теплопроводности в цилиндрической системе координат:

$$C_i \rho_i \frac{\partial T_i}{\partial \tau} = \lambda_i \left(\frac{\partial^2 T_i}{\partial r^2} + \frac{1}{r} \frac{\partial T_i}{\partial r} + \frac{\partial^2 T_i}{\partial y^2} \right), \quad i = 2, 3. \quad (5.8.5)$$

В грунте уравнениями теплопроводности для декартовой системы координат:

$$C_4 \rho_4 \frac{\partial T_4}{\partial \tau} = \lambda_4 \left(\frac{\partial^2 T_4}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T_4}{\partial y^2} \right). \quad (5.8.6)$$

В начальный момент времени распределение температур и скоростей в рассматриваемой области решения являются функциями координат и получены из решения стационарных вариантов решения задачи:

$$\begin{aligned} \tau = 0, \quad T &= f(x, y), \\ w &= f(x, y). \end{aligned} \quad (5.8.7)$$

Скорость движения газовой среды на внутренней поверхности стенок резервуара СПГ равна нулю (условия прилипания):

$$w_1 = 0. \quad (5.8.8)$$

На границе контакта грунта с окружающей средой выставляются граничные условия третьего рода:

$$\lambda_4 \frac{\partial T_4}{\partial x} = \alpha (T_5 - T_4). \quad (5.8.9)$$

На границе контакта резервуара с окружающей средой:

$$\lambda_3 \frac{\partial T_3}{\partial x} = \alpha (T_5 - T_3); \quad (5.8.10)$$

$$\lambda_3 \frac{\partial T_3}{\partial y} = \alpha (T_5 - T_3), \quad y \neq h; \quad (5.8.11)$$

$$\lambda_3 \frac{\partial T_3}{\partial y} = \alpha(T_5 - T_3) + Q, \quad y \in h; \quad (5.8.12)$$

В местах соприкосновения слоев реализуются условия идеального теплового контакта:

$$\lambda_i \frac{\partial T_i}{\partial x} = \lambda_j \frac{\partial T_j}{\partial x}, \quad T_i = T_j, \quad i, j = 1-4, i \neq j, \quad (5.8.13)$$

$$\lambda_i \frac{\partial T_i}{\partial y} = \lambda_j \frac{\partial T_j}{\partial y}, \quad T_i = T_j, \quad i, j = 1-4, i \neq j. \quad (5.8.14)$$

На достаточно большом расстоянии от резервуара градиенты температур в грунте равны нулю:

$$\frac{\partial T_4}{\partial x} = 0, \quad x \rightarrow \pm\infty, \quad (5.8.15)$$

$$\frac{\partial T_4}{\partial y} = 0, \quad y \rightarrow -\infty. \quad (5.8.16)$$

Обозначения: T – температура; p – давление; w – скорость; β – коэффициент температурного расширения; λ – коэффициент теплопроводности; ν – кинематическая вязкость; ρ – плотность α – коэффициент теплоотдачи; x, y, r – координаты; τ – время расчета; g – ускорение свободного падения.

Решение задачи (5.8.1) – (5.8.16) получено методом конечных элементов. В качестве примера рассматривается изотермический резервуар сжиженного метана диаметром 15180 мм и высотой 12000 мм. В качестве изоляционного материала выбран засыпной перлит. Внешняя оболочка изготовлена из преднапряженного железобетона. Температура внутренней оболочки равна температуре метана в резервуаре $T_{ж}=111$ К. Температура окружающей среды $T_{oc}=293$ К. Коэффициент теплоотдачи во всех вариантах численного анализа составлял $5 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$.

Высота h (рисунок 5.8.1) принималась равной 6 метров. Причем предполагалось, что зона действия локального пожара составляет половину диаметра резервуара. Такой сценарий развития локального пожара, может

наблюдаться, например, при разливе горючих веществ в зоне размещения рассматриваемого объекта.

В таблице 5.8.1 приведены значения теплофизических характеристик [86], используемых при приведении численного моделирования.

Таблица 5.8.1 – Теплофизические характеристики

Свойство	Теплопроводность, Вт/(м·К)	Теплоемкость, Дж/(кг·К)	Плотность, кг/м ³
Метан	0,307	3449	422,36
Преднапряженный бетон	1,69	840	2500
Вспученный перлит	0,029	840	350
Грунт	0,4	850	1500

Время расчета принималась равным $\tau = 10$ минут в соответствии с [277], как максимальное время до прибытия пожарной бригады к месту прибытия пожара.

Величина теплового потока от локального пожара в зоне размещения резервуара, в соответствии с оценками [278, 279], принимались равной $Q = 3-9 \cdot 10^3$ Вт/м².

В таблице 5.8.2 приведены результаты исследования увеличения потерь холода Q_1 резервуаром для хранения СПГ в зависимости от значений теплового потока, действующего от локального пожара в зоне размещения рассматриваемого объекта.

Таблица 5.8.2 – Результаты численного анализа теплопритоков к резервуару СПГ в зависимости от величины теплового потока

Q , Вт/м ²	0	3000	4500	9000
Q_1 , Вт/м ²	-218	-1795	-2458	-4693

Анализ данных, приведенных в таблице 5.8.2, позволяет сделать ожидаемый вывод о том, что увеличение теплового потока от локального пожара приводит к соответствующему росту теплопритоков.

На рисунках 5.8.2–5.8.4, в качестве примеров, приведены типичные температурные поля в рассматриваемой области решения при фиксированных значениях величин теплового потока от локального пожара к внешней оболочке резервуаров. Распределения температур в рассматриваемой области решения свидетельствуют о том, что изотермические линии сгущаются вблизи резервуара и зоны действия локального пожара и более разрежены при удалении от них.

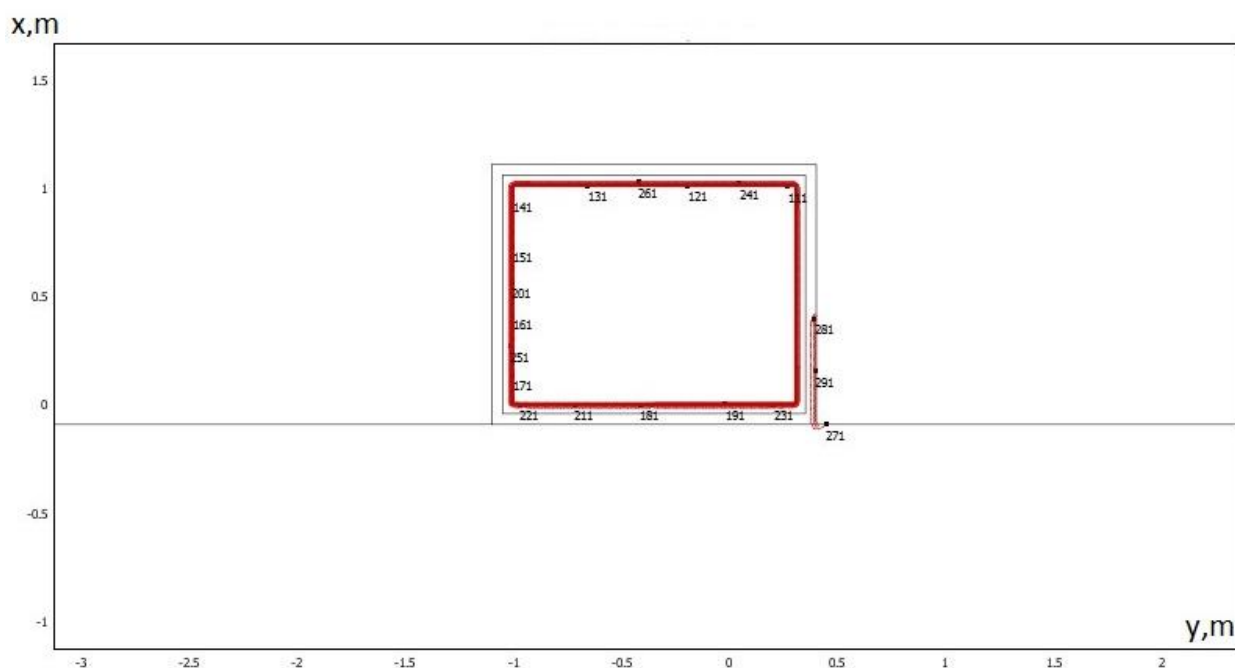


Рисунок 5.8.2 – Типичное температурное поле в зоне расположения надземного резервуара для хранения сжиженного газа ($Q=3000 \text{ Вт/м}^2$)

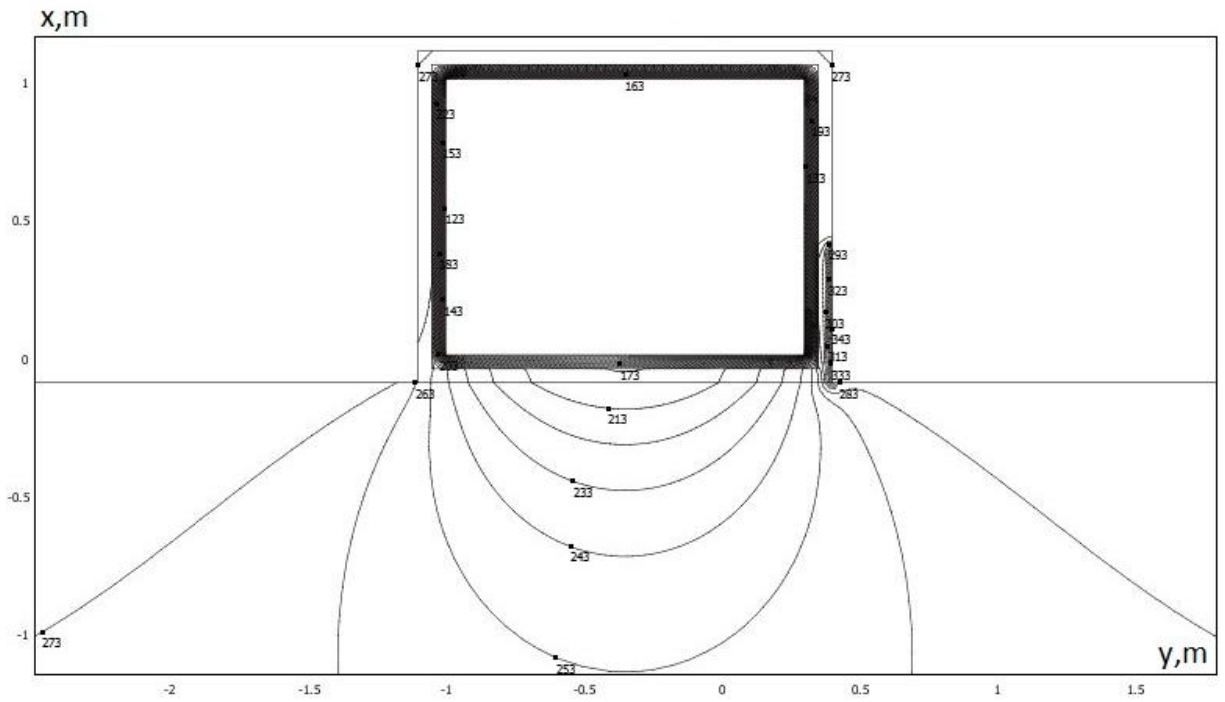


Рисунок 5.8.3 – Типичное температурное поле в зоне расположения надземного резервуара для хранения сжиженного газа ($Q=4500 \text{ Вт/м}^2$)

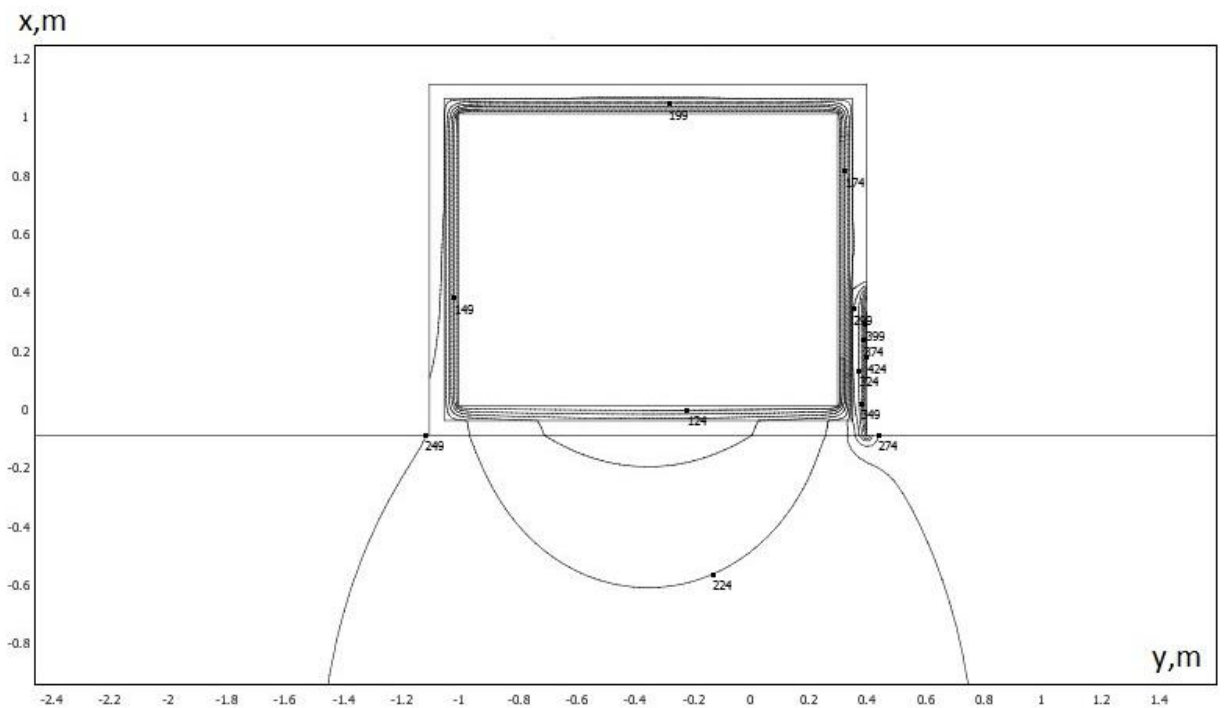


Рисунок 5.8.4 – Типичное температурное поле в зоне расположения надземного резервуара для хранения сжиженного газа ($Q=9000 \text{ Вт/м}^2$)

На рисунках 5.8.5–5.8.7, в качестве примеров, приведены типичные поля скоростей в объеме хранилища сжиженного природного газа расположенного в зоне влияния локального пожара.

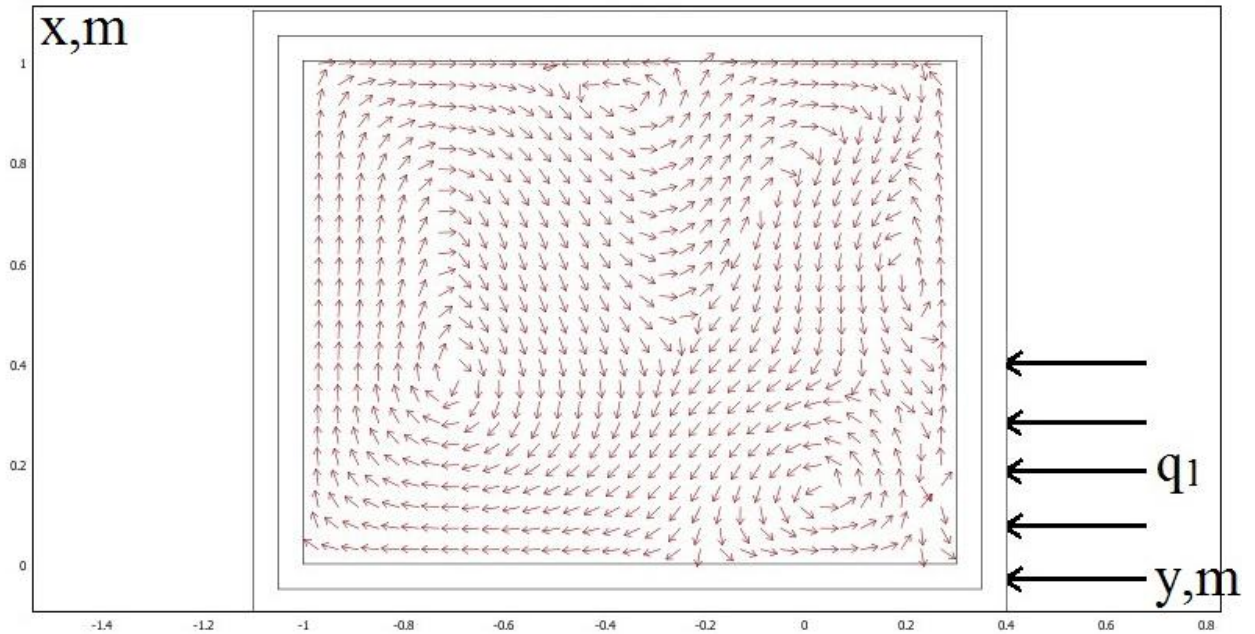


Рисунок 5.8.5 – Типичное поле скорости в объеме резервуара СПГ ($Q=3000 \text{ Вт/м}^2$)

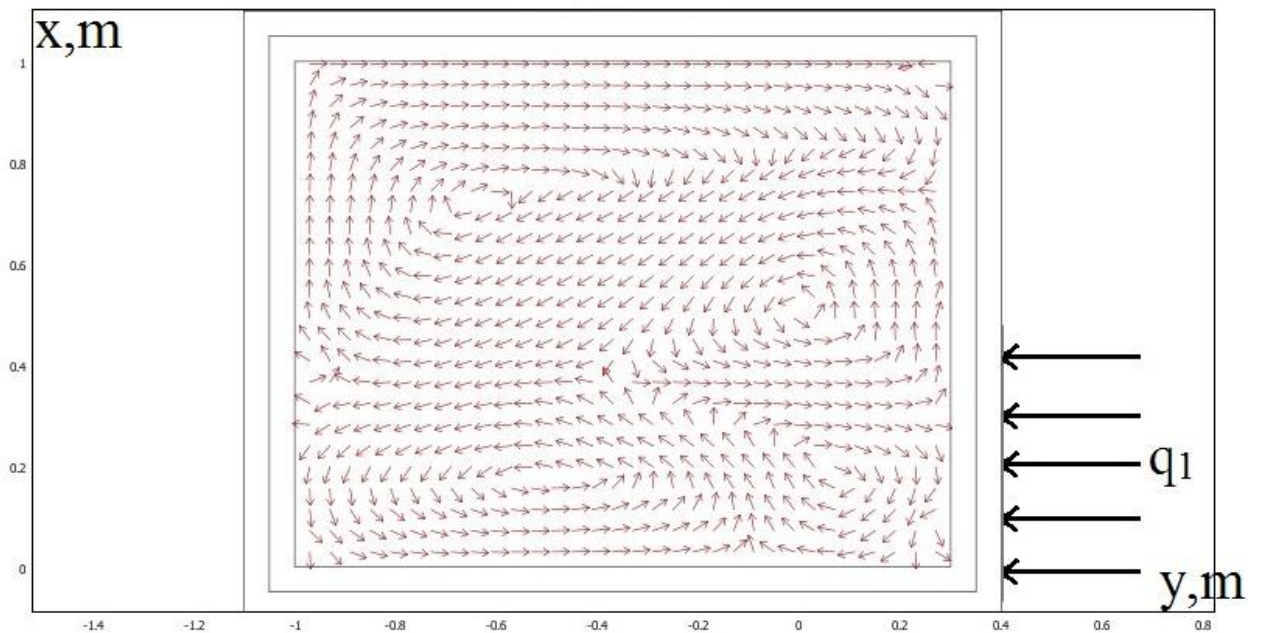


Рисунок 5.8.6 – Типичное поле скорости в объеме резервуара СПГ ($Q=4500 \text{ Вт/м}^2$)

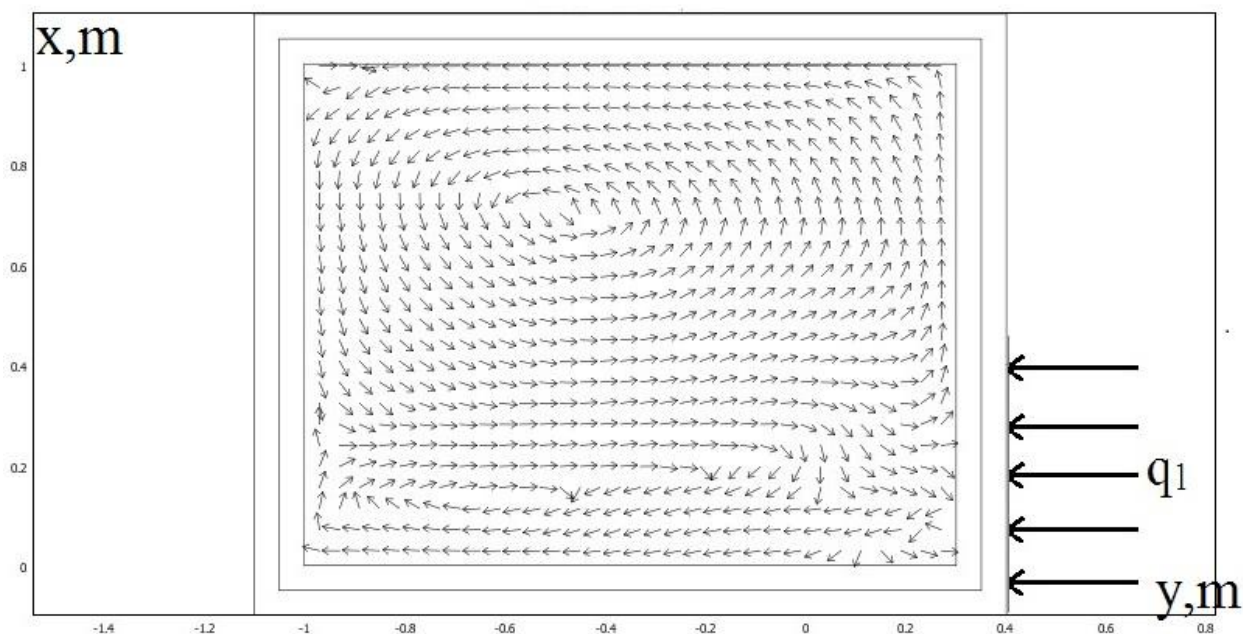


Рисунок 5.8.7 – Типичное поле скорости в объеме резервуара СПГ
($Q=9000 \text{ Вт/м}^2$)

Из рисунков 5.8.5–5.8.7, видно, что в объеме резервуара СПГ теплообмен осуществляется в условиях естественной конвекции в замкнутом пространстве. Структура течения газовой среды в объеме резервуара СПГ представляет собой несколько разнонаправленных вихревых очагов, зарождение которых происходит в зоне влияния локального пожара.

По результатам численного моделирования было установлено, что скорость движения газовой среды в объеме резервуара не превышает $6,38 \cdot 10^{-4} \text{ м/с}$ и определяется величиной подъемной силы, учтенной в уравнении (5.8.3).

Анализ результатов численного моделирования позволяет обоснованно говорить о том, что за нормативное время до прибытия пожарного расчета к месту пожара в зоне размещения резервуара СПГ не произойдет критического нагрева его теплозащитной конструкции.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

В диссертации обобщены результаты исследований по разработке научных основ тепловой защиты систем транспортировки и хранения энергоносителей. Обоснована целесообразность учета большого числа факторов и процессов, приводящих к росту потерь тепловой энергии и интенсификации процессов переноса в ограждающих конструкциях и зонах размещения систем транспортировки и хранения энергоносителей (влагообмен и фазовые переходы в изоляции и грунте, разнородность механизмов тепломассопереноса, нестационарность, изменение внешних условий и режимов эксплуатации и другие).

Содержание диссертации направлено на обоснование возможности выхода на новый, более высокий уровень оценок потенциала энергосбережения при транспорте и хранении энергоносителей за счет использования методов математического моделирования сложных тепло- и массообменных процессов, протекающих в конструкциях и зонах размещения энергосберегающих систем транспортировки и хранения энергоносителей. В частности, на нескольких достаточно типичных примерах показано, что перспективным для практики является на современном этапе борьбы за энергоэффективность в производстве и социальной сфере переход от очень простых (балансовых) моделей при оценке тепловых потерь, к математическим моделям в виде систем нестационарных нелинейных дифференциальных уравнений, обеспечивающим не только более надежный прогноз потерь тепловой энергии при ее транспорте и хранении, но также и базу для поиска новых технических и технологических решений по снижению этих потерь.

В диссертации показано, что высокая степень детализации анализа основных физических процессов даже для таких относительно простых систем как теплопроводы и хранилища энергоносителей (и процессов тепло- и массопереноса в них) создает объективные предпосылки для повышения

энергоэффективности работы технологических устройств и систем предназначенных для производства, транспорта, распределения и использования теплоты. Учет комплекса основных взаимосвязанных факторов и процессов, оказывающих существенное влияние на уровень тепловых потерь, позволяет на стадии проектирования или реконструкции систем транспортировки и хранения энергоносителей минимизировать потери тепловой энергии и продолжительности переходных процессов, а, следовательно, заметно повысить их энергоэффективность.

Основные результаты и выводы по диссертации состоят в следующем:

1. Разработан новый подход к анализу тепломассопереноса в тепловой защите систем транспортировки и хранения энергоносителей (тепло- и холодопроводы, хранилища топлив и СПГ) заключающийся в использовании моделей математической физики и учете основных факторов и процессов, влияющих на интенсификацию процессов переноса в рассматриваемых системах.

2. Проведен анализ влияния основных значимых факторов и процессов на интенсификацию тепломассопереноса в тепловой защите систем транспортировки и хранения энергоносителей.

3. Разработана методика численного анализа тепловых потерь теплопроводов, эксплуатируемых в условиях увлажнения тепловой изоляции. Показано, что тепловые потери теплопроводов в условиях увлажнения изоляции возрастают на 70-80 %, а вклад эффекта испарения влаги в тепловые потери составляет от 10.1 до 63.1 %.

4. Усовершенствована методика оценки тепловых потерь бесканальных теплопроводов, учитывающая полный спектр возможных условий эксплуатации и факторов, приводящих к росту тепловых потерь. Выявлено, что для бесканальных теплопроводов отклонение расчетных тепловых потерь от данных СНиП 41-03-2003 составляет около 40 %, что свидетельствует о существенно завышенных значениях тепловых потоков, получаемых при использовании нормативной методики.

5. Разработана методика численного анализа тепловых потерь канальных теплопроводов с использованием сопряженной нелинейной конвективно-кондуктивно-радиационной модели теплопереноса. Установлено, что применение предлагаемой модели теплопереноса при анализе тепловых потерь канальных теплопроводов позволяет уточнить величины тепловых потерь до 20 % по сравнению со СНиП 41-03-2003. Выявлено, что эксплуатация теплопроводов канальной прокладки без тепловой изоляции приводит к росту тепловых потерь на 73.35 %, а с деформированным теплоизоляционным слоем на 7,5–9,0 %.

6. Разработана методика численного анализа потерь холода резервуаров для хранения СПГ. Показано, что теплопритоки к резервуарам для хранения СПГ в условиях промерзания увлажненной тепловой изоляции, наличии миграции влаги к фронту фазового перехода и ее конденсации на внешнем контуре взаимодействия с окружающей средой возрастают от 36,7 % до 41,5 %.

7. Усовершенствована методика численного анализа тепловых потерь резервуаров для хранения топлив и СПГ с учетом взаимодействия с окружающей средой. Выявлено, что для хранилищ мазута и СПГ учет их взаимодействия с окружающей средой приводит к уточнению потерь от 5 % при надземном размещении до 15 % при подземной дислокации резервуаров, что говорит о завышенных значениях тепловых потоков при использовании отраслевых методик теплового расчета резервуаров не учитывающих теплоотвод в грунт.

8. Проведены экспериментальные исследования тепловых потерь теплопроводов в условиях увлажнения изоляции и коэффициентов водопроницаемости ряда теплоизоляционных материалов. Экспериментальные исследования подтвердили адекватность предлагаемых в диссертации подходов к анализу тепловых потерь теплопроводов, эксплуатируемых в условиях увлажнения изоляции. Установлено, что значения коэффициентов водопроницаемости современных волокнисто-

пористых теплоизоляционных материалов лежат в диапазоне от $2 \cdot 10^{-9}$ до $4 \cdot 10^{-10}$ м².

9. Проведено экспериментальное и теоретическое исследование сушки тепловой изоляции теплопроводов, эксплуатировавшихся в условиях затопления. Показано, что длительность сушки изоляции составляет от 20 до 46,3 часа.

10. Разработаны методики оценки усталостных напряжений, возникающих в структуре тепловой и низкотемпературной изоляции. При работе теплопроводов в условиях затопления разрушение тепловой изоляции произойдет при значении суммарного времени действия напряжения равном около 24 суток. Для периодически работающей атмосферной низкотемпературной ППУ изоляции в течении всего срока службы опасности разрушения нет.

11. Рекомендации по совершенствованию методик анализа тепловых режимов тепловой защиты систем транспортировки и хранения энергоносителей:

11.1. При анализе тепловых потерь тепло- и холодопроводов, эксплуатируемых в условиях увлажнения изоляции, помимо учета увеличения теплопроводности теплоизоляционного покрытия, необходимо учитывать фазовые переходы. Нестационарностью процессов переноса в волокнисто-пористой тепловой изоляции можно обоснованно пренебречь, а для изоляции из вспененных полимеров она должна учитываться.

11.2. При проектировании бесканальных теплопроводов следует учитывать наличие дополнительных термических сопротивлений в зоне прокладки (например, отапливаемые подвалы зданий или снежный покров), а также сезонное изменение теплофизических свойств грунтов.

11.3. Для канальных теплопроводов тепловых сетей обязательным является учет конвективного движения среды в полости канала.

11.4. Анализ тепловых режимов тепловой защиты резервуаров для хранения топлив и СПГ необходимо проводить с учетом теплоотвода в грунт.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Шишкин А.В. Определение потерь тепла в сетях централизованного теплоснабжения // Теплоэнергетика. – 2003. – № 9. – С. 68 – 74.
2. Иванова Г.М., Ячина С.П., Дегтерев В.Н. Теплосчетчики в системе отпущенного тепла ТЭЦ // Теплоэнергетика. – 2002. – № 1. – С. 39-43.
3. Кириллов Ю.И., Мотлохов М.А., Бычков А.М., Звонарев М.Г. Состояние тепловой изоляции на электростанциях ОАО РАО «ЕЭС России» // Энергетик. – 2005. – № 11. – С. 2 – 5.
4. Яковлев Б.В. Предотвращение коррозионной повреждаемости теплосетей канальной прокладки // Новости теплоснабжения. – 2009. – № 3. – С. 39–41.
5. Кузнецов Г.В., Половников В.Ю. Процессы тепло- и массопереноса в конструкциях и зонах размещения подземных тепловых сетей. – Новосибирск: Изд-во СО РАН, 2019. – 280 с.
6. Сафонов А.П., Шубин Е.П. Определение тепловых потерь в действующих тепловых сетях // Теплоэнергетика. – 1956. – № 5. – С. 8 – 13.
7. Методические указания по определению тепловых потерь в водяных сетях: РД 34.09.255-97. – М.: СПО ОРГРЭС, 1998. – 18 с.
8. Бабенков В.И., Курженков Е.Е., Прядко Б.И. Определение потерь тепла в тепловых сетях // Энергетик. – 1989. – № 12. – С. 12 – 13.
9. Петров-Денисов В.Г., Дужих В.П., Бабанков В.И., Гордеева В.Н., Александров А. Н. Определение тепловых потерь в подземных тепловых сетях по известной температуре поверхности земли над прокладкой // Теплоэнергетика. – 1992. – № 12. – С. 28 – 33.
10. Иванов С.А., Куприянов О.Е., Середкин А.А. Анализ опыта установки приборов учета тепловой энергии в Чите // Промышленная энергетика. – 2000. – №4. – С. 13–15.
11. Левкович В.В. Определение теплотерь в водяных сетях по методу тепловой волны // Изв. вузов. Энергетика. – 1971. – № 4. – С. 84–87.

12. Левкович В.В., Бондарь Г.В., Андреев И.Е. Расчетно-экспериментальный метод определения потерь тепла в водяных тепловых сетях // Изв. вузов. Энергетика. – 1974. – № 8. – С. 91–95.
13. Хлебанин Ю.М., Николаев Ю.Е. Влияние потерь в тепловых сетях на энергетическую эффективность теплофикации // Промышленная энергетика. – 2003. – № 10. – С. 2 – 4.
14. Бытенский О.М. Энергосбережение в тепловых сетях систем теплоснабжения // Энергетик. – 2009. – № 5. – С. 25–28.
15. Rezaie B., Rosen M. A. District heating and cooling: Review of technology and potential enhancements // Applied Energy. – 2012. – V.93. – Pp. 2–10.
16. Dalla Rosa A., Li H., Svendsen S. Method for optimal design of pipes for low-energy district heating, with focus on heat losses // Energy. – 2011. – V. 36. – № 5. – P. 2407–2418.
17. Петриков С.А., Цой А.Д., Бухаркин Е.Н. К вопросу о повышении эффективности систем теплоснабжения // Промышленная энергетика. – 2004. – № 9. – С. 26 – 29.
18. Балтер И.В. Анализ коррозионного состояния подземных тепловых сетей // Теплоэнергетика. – 1976. – № 7. – С. 56 – 60.
19. Иванов В.В., Букаров И.В., Василенко В.В. Влияние увлажнения изоляции и грунта на тепловые потери подземных теплотрасс // Новости теплоснабжения. – 2002. – № 7. – С. 32 – 33.
20. Слепченко В.С., Рондель А.Н., Шаповалов Н.И. Влияние различных эксплуатационных факторов на тепловые потери в бесканальных подземных трубопроводах тепловой сети // Новости теплоснабжения. – 2002. – № 6. – С. 18 – 23.
21. Нечаев Г.А. Гидроизоляционные работы в энергетике. – Ленинград: Энергия, 1974. – 144 с.
22. Извеков А.В., Коновальцев С.И. Потери тепла в вентилируемых каналах тепловых сетей // Теплоэнергетика. – 1994. – № 12. – С. 37 – 42.

23. Речинский А. В., Стрелец К. И. Повышение квалификации по проектированию и строительству особо опасных, технически сложных и уникальных объектов // Строительство уникальных зданий и сооружений. – 2012. – Т.1. – № 1. – С. 74–76.
24. Лебедев В.М., Дмитриев В.З., Жуков Д.В., Побегаева Г.А. Факторы, влияющие на потери тепловой энергии и теплоносителя в открытых системах теплоснабжения // Промышленная энергетика. – 2010. – № 11. – С. 28–32.
25. Шойхет Б.М., Ставрицкая Л.В. О нормативной базе промышленной тепловой изоляции // Энергосбережение. – 2003. – № 6. – С. 86–89.
26. Чеготова Е. В. Роль технического заказчика в организации инвестиционно-строительной деятельности // Инженерно-строительный журнал. – 2012. – Т.29. – № 3. – С. 5–11.
27. Воронков С.Т. Эффективная тепловая изоляция - крупный резерв экономии топлива на электростанциях // Промышленная энергетика. – 2000. – № 1. – С. 9–13.
28. Пивоваров П.И., Пугач Ю.Л. О проблемах тепловых сетей г. Новосибирска // Энергетик. – 2001. – № 1. – С. 11–14.
29. Матвеев В.И., Лопкин С.Н. Опыт диагностики тепловых сетей на МУП «Йошкар-Олинская ТЭЦ-1» // Новости теплоснабжения. – 2005. – № 10. – С. 26–32.
30. Пак Р.Т. Опыт применения металлизированных покрытий трубопроводов теплосети в тепловых сетях «Томскэнерго» // Новости теплоснабжения. – 2006. – № 1. – С. 45–46.
31. Делюкин А.С., Васильев А.Ф., Жилина Л.Ю. Опыт Санкт – Петербурга в реализации энергосберегающих проектов по реконструкции системы теплоснабжения // Энергосбережение. – 2002. – № 4. – С. 40–43.
32. Кравченко Г.М., Карпенко С.П. Тепловые потери на водяных тепловых сетях г. Ростова-на-Дону // Известия высших учебных заведений. Северо-Кавказский регион. Серия: Технические науки. – 2009. – №5. – С. 105–107.

33. Козин С.В. Основные направления совершенствования теплоснабжения Республики Марий Эл // Вестник Чувашского университета. – 2009. – № 1. – С. 420–425.
34. Дмитриев В.З. Реконструкция системы централизованного теплоснабжения от теплоисточников Омского филиала ОАО «ТГК-11» // Новости теплоснабжения. – 2012. – № 3. – С. 39–41.
35. Басс М.С., Варавка А.В. Выбор оптимального теплоизоляционного материала для тепловых сетей // Научные проблемы транспорта Сибири и Дальнего Востока. – 2012. – № 1. – С. 269–272.
36. Басс М.С., Батухтин А.Г. Комплексный подход к оптимизации функционирования современных систем теплоснабжения // Теплоэнергетика. – 2011. – № 8. – С. 55–57.
37. Смирнова К.И. Повышение эксплуатационной надежности теплоизоляционных конструкций промышленных сооружений с учетом влагообменных характеристик газонаполненных материалов: Дис. канд. техн. наук. – Москва, 2005. – 168 с.
38. Богословский В.Н. Строительная теплофизика. – М.: ВШ, 1982. – 415 с.
39. Тепловая изоляция / Под ред. Г.Ф. Кузнецова. М.: Стройиздат, 1985. – 421 с.
40. Каганер М.Г. Тепловая изоляция в технике низких температур. – М.: Машиностроение, 1966. – 275 с.
41. Mallay J.F. Thermal Insulation. – New York: Van Nostrand-Reinhold, 1969. – 546 p.
42. Vunum R.T. Insulation Handbook. – New York: McGraw-Hill, 2001. – 494 p.
43. СНиП II-3-79. Строительная теплотехника. – М.: Госстрой РФ, 2001. – 28 с.
44. СНиП 41-03-2003. Тепловая изоляция оборудования и трубопроводов. – СПб.: Деан, 2004. – 61 с.
45. Витальев В.П. Бесканальные прокладки тепловых сетей. М.: Энергоатомиздат, 1983. – 280 с.

46. Соколов Е.Я. Теплофикация и тепловые сети. – М.: Издательство МЭИ, 2001. – 472 с.
47. Справочник проектировщика. Проектирование тепловых сетей. / Под ред. А. А. Николаева. – Курган: Интеграл, 2010. – 357 с.
48. Архаров А.М. Криогенные системы: основы проектирования аппаратов, установок и систем. – М.: Машиностроение, 1999. – 720 с.
49. Баррон Р.Ф. Криогенные системы. – М.: Энергоатомиздат, 1989. – 408 с.
50. Новицкий Л.А., Кожевников И.Г. Теплофизические свойства материалов при низких температурах. Справочник. – М.: Машиностроение, 1975. – 216 с.
51. Богданов С.Н. Холодильная техника. Свойства веществ: Справочник. – СПб.: Машиностроение, 1999. – 166 с.
52. Курылев Е.С., Оносовский В.В., Румянцев Ю.Д. Холодильные установки. – СПб.: Политехника, 2004. – 576 с.
53. Чумак И.Г. Холодильные установки. – М.: Агропромиздат, 1991. – 495 с.
54. Яковлев Е.И., Видовский Л.А., Глоба В.М. Тепловые режимы хранилищ сжиженных газов. – СПб.: Недра, 1992. – 182 с.
55. Петров-Денисов В.Г., Масленников Л.А. Процессы тепло- и влагообмена в промышленной изоляции. М.: Энергоатомиздат, 1983. – 192 с.
56. Терегулов Р.К. Совершенствование технологий производства и хранения сжиженного природного газа: автореф. дис. на соискание ученой степени канд. техн. наук. – Уфа, 2009. – 28 с.
57. Развитие теплоснабжения в России в соответствии с Энергетической стратегией до 2030г. // Новости теплоснабжения. – 2010. – № 2. – С. 6–9.
58. Пронин Е.Н. Российский рынок сжиженного природного газа: итоги 2005 года // Газовая промышленность. – 2006. – № 3. – С. 72–73.
59. Олимпиев В.В., Михеев Н.И., Молочников В.М. Энергосберегающая технология хранения и подогрева мазута в мазутных хозяйствах ТЭС и котельных // Известия академии наук. Энергетика. – 2005. – №1 – С. 14 – 17.

- 60.Олимпиев В.В. Экономия энергетических и финансовых затрат при эксплуатации основных резервуаров мазутных хозяйств ТЭС и котельных // Теплоэнергетика. – 2003. – № 9. – С. 40–45.
- 61.Назмеев Ю.Г. Мазутные хозяйства ТЭС. – М.: МЭИ, 2002. – 612 с.
- 62.Шойхет Б.М. Развитие производства и применения теплоизоляционных материалов в России в 1998-2006 годах // Энергосбережение. – 2007. – № 5. – С. 60–62.
- 63.Жолудов В.С. Повышение теплозащитных свойств теплоизоляционных конструкций из волокнистых материалов для промышленных сооружений: Дис. канд. техн. наук. – Москва, 2000. – 206 с.
- 64.Струков В.А., Костяков А.Д. Использование пенополиуретана в качестве тепловой изоляции трубопроводов тепловых сетей // Промышленная энергетика. – 2001. – № 11. – С. 26–27.
- 65.Мишина А.М., Кулешов А.С., Силаев Д.А. Теплоизоляционные свойства пенополимерминеральной изоляции // Новости теплоснабжения. – 2008. – № 6. – С. 45.
- 66.Кащеев В.П., Поляков В.А. Реальные достижения и проблемы в производстве и применении труб в пенополиуретановой изоляции при строительстве тепловых сетей // Новости теплоснабжения. – 2008. – № 11. – С. 47–49.
- 67.Слепченко В.С., Петраков Г.П. Повышение энергоэффективности теплоизоляции трубопроводов тепловых сетей северных и северо-восточных регионов России // Инженерно-строительный журнал. – 2011. №4(22). – С. 26–32.
- 68.Буланович В.Ф., Кузнецов С.В., Умеркин Г.Х., Романов С.В. Новый взгляд на устройство изоляции из минераловатных изделий // Новости теплоснабжения. – 2008. – № 10. – С. 29–32.
- 69.Шойхет Б.М. Влияние структуры на теплопроводность и проницаемость волокнистых теплоизоляционных материалов // Энергосбережение. – 2008. – № 7. – С. 48–51.

70. Вотинцев В.С. Трубопроводы с армопенобетонной изоляцией для тепловых сетей – эффективный и надежный способ энергоресурсосбережения // Энергосбережение. – 2003. – № 1. – С 71.
71. Рыженков В.А., Прищепов А.Ф., Логинова Н.А., Кондратьев А.П. О влиянии структурированного тонкопленочного теплоизоляционного покрытия на термическое сопротивление теплопроводов // Энергосбережение и водоподготовка. – 2010. – № 5. – С. 58–59.
72. Родичев Л.В., Каримов З.Ф. Экспериментальная оценка эффекта оптического экранирования системы тепловой защиты теплопроводов // Теплоэнергетика. – 1997. – № 12. – С 47–50.
73. Дубницкий В.И. Задачи тепловлажностного расчета подземных теплопроводов // Сборник трудов ВЗПИ. – 1978. – Вып. 116. – С. 3–23.
74. Лыков А.В. Тепломассообмен: справочник. – М.: Энергия, 1978. – 479 с.
75. Карауш С. А., Фурман А. В. Сопряженный теплообмен при ламинарном течении жидкости в подземных каналах // Известия ВУЗов. Энергетика. – 1979. – № 9. – С. 60–66.
76. Сандер А.А., Климов А.М. Температурное поле изолированного трубопровода, заложенного в грунт // Известия ВУЗов. Строительство и архитектура. – 1987. – № 4. – С. 86–91.
77. Бенусович А.С. Периодический теплообмен подземного трубопровода // Известия ВУЗов. Строительство и архитектура. – 1983. – № 3. – С. 117–120.
78. Brachetti H.E. Bauphysikalische Probleme bei Fernheizleitungen // Heizung, Lüftung, Klematechnik, Haustechnik. – 1972. – V. 23. – № 10. – Pp. 310–314.
79. Нестеренко А.В. Экспериментальные исследования тепло- и массообмена при испарении жидкости со свободной поверхности: Дис. док. техн. наук. – Москва, 1953. – 335 с.
80. Дубницкий В.И. Расчет вентиляции теплофикационных каналов // Сборник трудов ВЗПИ. – 1978. – Вып. 116. – С. 24–32.

81. Логинов В.С. Половников В.Ю. Численное моделирование тепловых режимов канальных теплопроводов с условиями взаимодействия с влажным воздухом // Известия Томского политехнического университета. – 2008. – Т. 313. – № 4. – С. 12–14.
82. Кузнецов Г.В., Половников В.Ю. Анализ тепловых потерь теплопроводов в условиях взаимодействия с влажным воздухом // Энергосбережение и водоподготовка. – 2009. – №2. – С. 37–39.
83. Чудновский А.Ф. Теплофизические характеристики дисперсных материалов. – М.: Физматгиз, 1962. – 456 с.
84. Garcia A.L. Numerical methods for physics. – CreateSpace Independent Publishing Platform, 2015 – 432 с.
85. Каст В., Кришер О., Райнике Г., Винтермантель К. Конвективный тепло- и массоперенос. – М.: Энергия, 1980. – 49 с.
86. Гува А.Я. Краткий теплофизический справочник. – Новосибирск: Сибвузиздат, 2002. – 300 с.
87. Кузнецов Г.В., Половников В.Ю. Тепловые потери магистральных трубопроводов в условиях полного или частичного затопления // Известия ВУЗов. Проблемы энергетики. – 2006. – №3-4. – С. 3–12.
88. Кузнецов Г. В., Половников В. Ю. Математическая модель теплового состояния магистрального теплопровода в условиях затопления // Деп. в ВИНТИ, 23.06.2006. № 841-В2006.
89. Кузнецов Г.В., Половников В.Ю. Тепловые потери магистральных трубопроводов в условиях затопления // Промышленная теплотехника. – 2007. – Т.29. – №2. – С. 69–73.
90. Кузнецов Г.В., Половников В.Ю. Математическое моделирование процессов теплогазопереноса в тепловой изоляции трубопроводов // Энергосбережение и водоподготовка. – 2007. – №6. – С. 37–39.
91. Кузнецов Г.В., Половников В.Ю. Численный анализ потерь тепла магистральными теплопроводами в условиях полного или

- частичного затопления // Инженерно-физический журнал. – 2008. – №2. – С. 303–311.
92. Кузнецов Г.В., Половников В.Ю. Численное моделирование теплового состояния трубопровода в условиях затопления с учетом нестационарности процесса насыщения теплоизоляции влагой // Теплоэнергетика. – 2008. – №5. – С. 60–64.
93. Кузнецов Г.В., Половников В.Ю. Анализ тепловых потерь теплотрубопроводов в условиях увлажнения изоляции с учетом процесса испарения влаги // Известия Томского политехнического университета. – 2008. – Т.313. – №4. – С. 8–11.
94. Кузнецов Г.В., Половников В.Ю. Численное исследование теплогапереноса в изоляции теплотрубопроводов // Научно-технические ведомости Санкт-Петербургского государственного политехнического университета. – 2008. – №4(63). – С. 96–102.
95. Кузнецов Г. В., Половников В. Ю. Математическая модель теплопереноса в насыщенной влагой изоляции магистрального теплотрубопровода с учетом испарения и фильтрации пара // Деп. в ВИНТИ, 09.10.2006. № 1251 – В2006.
96. Кузнецов Г.В., Половников В.Ю. Оценка возможности разрушения тепловой изоляции трубопроводов, работающих в условиях периодического затопления // Промышленная энергетика. – 2009. – №7. – С. 19–20.
97. Логинов В.С., Половников В.Ю., Кравченко Д.К., Рябичев Т.В. Экспериментальное исследование тепловых режимов теплопроводов в условиях увлажнения изоляции // Известия Томского политехнического университета. – 2009. – Т.315. – №4. – С. 34–37.
98. Кузнецов Г.В., Половников В.Ю. Экспериментальное определение тепловых потерь теплопроводов в условиях затопления // Промышленная энергетика. – 2010. – №7. – С. 43–45.

99. Половников В.Ю., Губина Е.В. Численный анализ влияния испарения влаги на тепловые потери теплопроводов, работающих в условиях увлажнения изоляции // Энергосбережение и водоподготовка. – 2014. – №3. – С. 41–44.
100. Половников В.Ю., Губина Е.В. Численный анализ влияния испарения и диффузии влаги на тепловые потери теплопроводов, работающих в условиях увлажнения изоляции // Журнал Сибирского федерального университета. Серия: Техника и технологии. – 2014. – Т.7. – №4. – С. 489–496.
101. Половников В.Ю., Губина Е.В. Тепломассоперенос в увлажненной тепловой изоляции теплопроводов, работающих в условиях затопления // Инженерно-физический журнал. – 2014. – Т.87. – №5. – С. 1106–1112.
102. Васильев Л. Л., Танаева С. А. Теплофизические свойства пористых материалов. – Минск: Наука и техника, 1971. – 268 с.
103. Коллинз Р. Течения жидкостей через пористые материалы. – М.: Мир, 1964. – 352 с.
104. Шейдеггер А. Э. Физика течения жидкостей через пористые среды. – М.: Государственное научно-техническое издательство нефтяной и горно-топливной литературы, 1960. – 252 с.
105. Гебхард Б., Джалурия Й., Махаджан Р., Саммакия Б. Свободноконвективные течения, тепло- и массообмен. – М.: Мир, 1991. – Т. 2. – 528 с.
106. Половников В.Ю. Программа расчета потерь тепловой энергии трубопроводов в режимах затопления // Свидетельство об отраслевой регистрации разработки № 8898. Дата государственной регистрации 30.08.2007 г.
107. Половников В.Ю. Программа расчета потерь тепловой энергии трубопроводов в режимах частичного затопления // Свидетельство об отраслевой регистрации разработки № 8899. Дата государственной регистрации 30.08.2007 г.

108. Половников В.Ю. Программа расчета потерь тепловой энергии трубопроводов в режимах затопления с учетом длительности влагонасыщения теплоизоляции // Свидетельство об отраслевой регистрации разработки № 8900. Дата государственной регистрации 30.08.2007 г.
109. Половников В.Ю. Программа расчета потерь тепловой энергии трубопроводов в режимах затопления с учетом испарения влаги в структуре теплоизоляции // Свидетельство об отраслевой регистрации разработки № 8901. Дата государственной регистрации 30.08.2007 г.
110. Половников В.Ю. Программный комплекс по расчету тепловых потерь теплопроводов в условиях увлажнения изоляции // Свидетельство о государственной регистрации программы для ЭВМ № 2011610727. Дата государственной регистрации 11.01.2011 г.
111. Бусройд Р. Течение газа со взвешенными частицами. М.: Мир, 1975, 384с.
112. Винников В. А., Каркашадзе Г. Г. Гидромеханика. – М.: Издательство Московского государственного горного университета, 2003. – 302 с.
113. Полежаев Ю. В., Юревич Ф. Б. Тепловая защита. Под ред. А. В. Лыкова. – М.: Энергия, 1976. – 392 с.
114. Санду С. Ф. Математическое моделирование процессов переноса тепла и массы в испарительно-конденсационных системах теплопередачи энергетических установок // Известия Томского политехнического университета. – 2003. – Т.306. – №4. – С. 60–63.
115. Рид Р., Праусниц Дж., Шервуд Т. Свойства газов и жидкостей. – Л.: Химия, 1982. – 592 с.
116. Бурцев С. И., Цветков Ю. Н. Влажный воздух. Состав и свойства. – Санкт-Петербург: СПбГАХПТ, 1998. – 146 с.
117. Кузнецов Г.В., Озерова И.П., Половников В.Ю., Цыганкова Ю.С. Оценка потенциала энергосбережения в системе транспортирования тепловой энергии // Энергетик.– 2012.– № 4.– С. 39–41.

118. Половников В.Ю., Ярошенко Р.С. Экспериментальное исследование водопроницаемости волокнисто-пористых теплоизоляционных материалов // Справочник. Инженерный журнал с приложением. – 2013. – №6. – С. 3-5.
119. Басниев К.С., Кочина И.Н., Максимов В.М. Подземная гидромеханика. – М.: Недра, 1993. – 416 с.
120. Новицкий П.В., Зограф И.А. Оценка погрешностей результатов измерений. – Л.: Энергоиздат, 1991. – 304 с.
121. Официальный сайт KNAUF Insulation. 2012. URL: <http://www.knaufinsulation.ru/products/thermo-slab-037> (дата обращения: 21.08.2012).
122. Официальный сайт LINEROCK (ISOVER). 2012. URL: <http://www.linerock.ru/index.php> (дата обращения: 21.08.2012).
123. Официальный сайт Rockwool Венти Баттс. 2012. URL: <http://venti-batts.ru/> (дата обращения: 21.08.2012).
124. Горяйнов К.Э. Минеральная вата и изделия из нее. Технология изготовления и применение. – М.: Машстройиздат, 1950. – 180 с.
125. Федорова Т.П. Современные способы получения минераловатных изделий.– М.: Техническая информация, 1967. – 71 с.
126. Тобольский Г.Ф. Минеральная вата и изделия из нее: теория и технология производства. – Челябинск: Южно-Уральское издательство, 1968. – 235 с.
127. Байбаков С.А., Тимошкин А.С. Основные направления повышения эффективности тепловых сетей // Электрические станции. – 2004. – № 7. – С. 19–25.
128. Лексовский А. М., Болибеков У. Зависимость долговечности полимеров от режима нагружения при повторных нагружениях с небольшим числом циклов // Механика полимеров. – 1972. – № 2. – С. 252–256.

129. Журков С. Н. Кинетическая концепция прочности твердых тел // Вестник АН СССР. – 1968. – № 3. – С. 46–52.
130. Кузнецов Г.В., Половников В.Ю. Оценка масштабов тепловых потерь в магистральных теплотрубопроводах в условиях затопления // Промышленная энергетика. – 2006. – №8. – С. 32–34.
131. Ройтштейн Л.И., Сарумов Ю.А., Мудров О.В. Исследование процессов сушки теплоизоляционных конструкций в канальных теплопроводах // Сборник трудов ВЗПИ. – 1978. – № 116. – С. 121–131.
132. Витальев В.П. Исследование режимов высыхания изоляции подземных теплопроводов // Сборник наладочных и экспериментальных работ ОРГРЭС. – 1955. – Вып. XI. – С. 36–49.
133. Умеркин Г.Х. Исследование процессов высыхания пенополимерной теплогидроизоляции // Новости теплоснабжения. – 2005. – № 11. – С. 45–46.
134. Кравченко Д.К., Половников В.Ю. Исследование сушки тепловой изоляции трубопроводов // Теплофизические основы энергетических технологий: материалы региональной научно-практической конференции. – Томск: Изд-во ТПУ. – 2009. – С. 261–267.
135. Никитина Л.М. Термодинамические параметры и коэффициенты массопереноса во влажных материалах. – М.: Энергия, 1968. – 500 с.
136. Поляков В.А. Опыт применения систем дистанционного контроля в тепловых сетях бесканальной прокладки // Энергосбережение. – 2003. – № 4. – С. 24–27.
137. Гончаров А.М. Методы диагностики тепловых сетей, применяемые в реальных условиях эксплуатации действующих тепловых сетей ОАО «МТК» // Новости теплоснабжения. – 2007. – № 6. – С. 26–31.
138. Шойхет Б.М., Ставрицкая Л.В. Обследование технического состояния и реконструкция тепловой изоляции эксплуатируемых магистральных теплопроводов // Энергосбережение. – 2002. – № 3. – С. 60–62.

139. Дячук Р. П., Корнилов В. Е., Фурман А. В. К тепловому расчету подземных трубопроводов // Изв. АН СССР. Энергетика и транспорт. – 1981. – № 4. – С. 41–46.
140. Фурман А. В., Дячук Р. П. Зона теплового влияния трубопровода в полуограниченном массиве // Изв. АН СССР. Энергетика. – 1982. – № 5. – С. 115 – 118.
141. Сандер А.А. Температурное поле ряда трубопроводов, заложенных в массив // Известия ВУЗов. Строительство и архитектура. – 1958. – № 1. – С. 159–164.
142. Лихтенштейн Э.Л. Расчет температурного поля труб в плите при граничных условиях третьего рода // Известия вузов. Строительство и архитектура. – 1981. – № 10. – С. 101–107.
143. Альтшуллер А.М. Температурное поле ряда труб в массиве // Журнал технической физики. – 1957. – № 7. – Т. 27. – С. 1495–1502.
144. Иоффе И.А. О стационарном температурном поле в полуограниченном массиве с внутренними цилиндрическими источниками тепла // Журнал технической физики. – 1958. – № 5. – Т. 28. – С. 1084–1088.
145. Дячук Р.П., Фурман А.В. К расчету теплопотерь подземных трубопроводов с учетом изоляции // Известия ВУЗов. Нефть и газ. – 1978. – № 9. – С. 65–69.
146. Кривошей Б.Л., Новаковский В.Н. Теплообмен в цилиндрическом канале в полуограниченном массиве // Инженерно-физический журнал. – 1974. – № 5. – Т. 27. – С. 887–894.
147. Бенусович А.С., Маркасова Е.В. Нестационарный теплообмен одиночного трубопровода, заделанного в панель // Известия вузов. Строительство и архитектура. – 1987. – № 4. – С. 91–96.
148. Иоффе И.А. Нестационарная теплопроводность в полупространстве с бесконечным рядом цилиндрических источников тепла // Прикладная механика и техническая физика. – 1972. – № 4. – С. 164–168.

149. Носов В.Л. Использование снежного покрова в качестве дополнительной теплоизоляции трубопроводов надземной прокладки // Промышленная теплоэнергетика. – 1982. – №3. – С. 43–44.
150. Волков В.А., Фурман А.В., Дячук Р.П. Резерв времени до начала льдодобразования при зимних испытаниях трубопроводов подогретой водой // Транспорт и хранение нефти и нефтепродуктов. – 1978. – № 12. – С. 21–25.
151. Фурман А.В., Дячук Р.П. О моделях расчета теплотерь в процессе парафинизации подземного трубопровода // Известия вузов. Нефть и газ. – 1980. – № 10. – С. 71–76.
152. Балышев О.А., Кошелев А.А., Кривошеин Б.Л. Влияние различных факторов на теплообмен подземных трубопроводов с окружающей средой // Известия вузов. Нефть и газ. – 1970. – № 6. – С. 36–39.
153. Красовицкий Б.А., Кривошеин Б.Л. Оценка тепловых потерь и зоны протаивания вокруг подземного трубопровода в мерзлых грунтах // Инженерно-физический журнал. – 1975. – Т.28. – №5. – С. 925.
154. Самарин О.Д. Оценка скорости для предотвращения замораживания воды при движении в теплопроводах // Энергосбережение и водоподготовка. – 2015. – №4. – С. 31–34.
155. Земенков Ю.Д., Моисеев Б.В., Илюхин К.Н., Налобин Н.В. Математическая модель температурного режима трубопроводов в вечномерзлых грунтах // Изв. Вузов. Нефть и газ. – 2012. – № 4. – С. 96–99.
156. Моисеев Б.В., Илюхин К.Н., Налобин Н.В. Разработка алгоритма построения температурного поля мерзлого грунта при прокладке теплопроводов // Вестник Томского государственного архитектурно-строительного университета. – 2012. – №3. – С. 185–193.
157. Аксенов Б.Г., Моисеев Б.В., Кушакова Н.П., Чикирева Т.В. Тепловой режим трубопровода в торфяном грунте // Известия вузов. Нефть и газ. – 2006. – №2. – С. 43–47.

158. Моисеев Б.В. Прогнозирование температурного режима мерзлых грунтов методом обобщенных переменных // Известия вузов. Нефть и газ. – 1998. – №1. – С. 88–93.
159. Карнаухов Н.Н., Моисеев Б.В., Степанов О.А., Малюшин И.А. Инженерные коммуникации в нефтегазодобывающих районах Западной Сибири. – Красноярск: Стройиздат, Красноярское отд., 1992, – 160 с.
160. Ремизов В.В., Шаповал А.Ф., Моисеев Б.В., Аксенов Б.Г. Особенности строительства объектов в нефтегазодобывающих районах Западной Сибири. – М.: Недра, – 1996. – 371 с.
161. Li G., Sheng Yu., Jin H., Ma W., Qi J., Wen Z., Zhang B., Mu Ya., Bi G. Development of freezing–thawing processes of foundation soils surrounding the China–Russia Crude Oil Pipeline in the permafrost areas under a warming climate // Cold Regions Science and Technology. – 2010. – № 64. P. 226–234.
162. Bronfenbrener L., Bronfenbrener R. Modeling frost heave in freezing soils // Cold Regions Science and Technology. – 2010. – № 61. – P. 43–64.
163. Lu T., Wang K. Numerical analysis of the heat transfer associated with freezing/solidifying phase changes for a pipeline filled with crude oil in soil saturated with water during pipeline shutdown in winter // Journal of Petroleum Science and Engineering. – 2008. – № 62. P.52–58.
164. Barletta A., Zanchini E., Lazzari S., Terenzi A. Numerical study of heat transfer from an offshore buried pipeline under steady-periodic thermal boundary conditions // Applied Thermal Engineering. – 2008. – № 10. – P. 1168–1176.
165. Кригер Е.В., Невзоров А.Л., Кудрявцев С.А., Парамонов В.Н. Сезонное промерзание грунта в зоне влияния водопровода с теплоизоляцией // Вестник Томского государственного архитектурно-строительного университета. – 2010. – № 1. – С. 201–208.
166. Иванов В.В., Шкробко С.В. Моделирование тепловых процессов подземных бесканальных теплотрасс // Вторая национальная конференция

- по теплообмену – РНКТ 2. Теплопроводность, теплоизоляция. – М.: Издательство МЭИ. – 1998. – Т.7. – С. 106–108.
167. Шкробко С.В. Влияние влажности грунта на тепловые режимы бесканальных теплотрасс // Известия Ростовского государственного строительного университета. – 1998. – №2. – С. 174–175.
168. Половников В.Ю., Глазырин Е.С. Численный анализ влияния инженерных сооружений на тепловые потери бесканальных теплопроводов // Инженерно-строительный журнал. – 2014. – №2(46). – С. 5–13.
169. Polovnikov, V.Yu., Glazyrin, E.S. Numerical analysis of an engineering structure effect on a heat loss of channel-free heat pipeline // EPJ Web of Conferences. – 2015. – V.82. – Article number 01007.
170. СНиП 23-02-2003. Тепловая защита зданий. – М.: Госстрой России, ФГУП ЦПП. – 2004. – 46 с.
171. СНиП 2.01.01-82 Строительная климатология и геофизика. – М.: Стройиздат, – 1983. – 57 с.
172. Половников В.Ю., Хузеев В.А. Тепловые потери бесканальных теплотрасс в условиях промерзания грунта в зоне прокладки // Известия вузов. Проблемы энергетики. – 2012. – №11-12. – С. 64–71.
173. Половников В.Ю., Хузеев В.А. Численный анализ влияния промерзания грунта в зоне прокладки на тепловые потери бесканальных теплопроводов // Инженерно-строительный журнал. – 2013. – №2(37). – С. 19–24.
174. Половников В.Ю., Губанов Ю.Ю. Тепловые потери в бесканальных тепловых сетях в условиях эксплуатации // Электрические станции. – 2014. – № 8. – С. 19–23.
175. Polovnikov, V.Yu., Gubanov, Yu.Yu., Numerical analysis of a heat loss of channel-free heat pipeline in the real application conditions // EPJ Web of Conferences. – 2015. – V.82. – Article number 01008.

176. Perpar M., Rek Z., Bajric S., Zun I. Soil thermal conductivity prediction for district heating pre-insulated pipeline in operation // *Energy*. – 2012. – V. 44. – № 1. – P. 197–210.
177. Bohm B., Kristjansson H. Single, twin and triple buried heating pipes: on potential savings in heat losses and costs // *International Journal of Energy Research*. – 2005. – V. 29. – № 14. – P. 1301–1312.
178. Danielewicz J., Sniechowska B., Sayegh M.A., Fidorow N., Jouhara H. Three-dimensional numerical model of heat losses from district heating network pre-insulated pipes buried in the ground // *Energy*. – 2016. – V. 108. – P. 172–184.
179. Иванов В.В., Василенко В.В., Черныш С.В. К оценке тепловых потерь подземных теплотрасс // *Изв.Вузов.Строительство*. – 2000. – № 1. – С. 66–69.
180. Дунин И.Л., Букаров Н.В. Расчет тепловых потерь при малых глубинах заложения теплопроводов // *Известия ВУЗов. Строительство*. – 1996. – № 2. – С. 83–84.
181. Иванов В.В., Бабенков В.И., Дунин И.Л., Прушковский К.В. Определение тепловых потерь подземных канальных теплопроводов (Сообщение 1) // *Известия вузов. Строительство и архитектура*. – 1990. – № 6. – С. 75–79.
182. Иванов В.В., Бабенков В.И., Дунин И.Л., Прушковский К.В. Определение тепловых потерь подземных канальных теплопроводов (Сообщение 2) // *Известия вузов. Строительство и архитектура*. – 1990. – № 8. – С. 89–93.
183. Bohm B. On transient heat losses from buried district heating pipes // *International Journal of Energy Research*. – 2000. – V.24. – P. 1311–1334.
184. Половников В.Ю. Тепловые режимы и тепловые потери подземных трубопроводов с учетом реальных условий теплообмена на внешнем контуре взаимодействия // *Известия Томского политехнического*

- университета. Инжиниринг георесурсов. – 2018. – Т. 329. – № 1. – С. 124–131.
185. Водяные тепловые сети: Справочное пособие по проектированию. / Под ред. Н.К. Громова, Е.П. Шубина. – М.: Энергоатомиздат, 1988. – 376 с.
186. Акимов М.П. Моделирование теплового воздействия подземного трубопровода с теплоносителем на вечномерзлые грунты // Нефтегазовое дело. – 2013. – Т. 11. – № 2. – С. 75–79.
187. Акимов М.П., Мордовской С.Д., Старостин Н.П. Определение толщины теплоизоляции и заглубления подземного трубопровода теплоснабжения в многолетнемерзлых грунтах // Инженерно-строительный журнал. – 2014. – № 2(46). – С. 14–23.
188. Попельшко А.В., Елин Н.Н., Мизонов В.Е. Моделирование переходных тепловых процессов в трубопроводе при аварийном останове подачи жидкости // Промышленная энергетика. – 2013. – №9. – С. 30–33.
189. Парфентьева Н.А., Самарин О.Д. Задача Стефана при промерзании трубопроводов // Энергосбережение и водоподготовка. – 2004. – №5. – С. 47–49.
190. Гаррис Н.А., Бахтегареева А.Н., Исмагилов И.Г. Новый подход к расчету теплообмена магистрального газопровода с окружающей средой // Транспорт и хранение нефтепродуктов и углеводородного сырья. – 2013. – №4. – С. 87–90.
191. Liu X., Wu J., Jenkins N., Bagdanavicius A. Combined analysis of electricity and heat networks // Applied Energy. – 2016. – V. 162. – P. 1238–1250.
192. Pan Z., Guo Q., Sun H. Interactions of district electricity and heating systems considering time-scale characteristics based on quasi-steady multi-energy flow // Applied Energy. – 2016. – V. 167. – P. 230–243.

193. Dalla Rosa A, Li H, Svendsen S. Method for optimal design of pipes for low energy district heating, with focus on heat losses // *Energy*. – 2011. – V. 36. – № 5. – P. 2407–2418.
194. Sartor K, Quoilin S, Dewallef P. Simulation and optimization of a CHP biomass plant and district heating network // *Applied Energy*. – 2014. – V. 130. – P. 474–483.
195. Fang T., Lahdelma R. Genetic optimization of multi-plant heat production in district heating networks // *Applied Energy*. – 2015. – V. 159. – P. 610–619.
196. Bøhm B. Experimental determination of heat losses from buried district heating pipes in normal operation // *Heat Transfer Engineering*. – 2001. – V. 22. – №. 3. – P. 41–51.
197. Verda V, Colella F. Primary energy savings through thermal storage in district heating networks // *Energy*. – 2011. – V. 36. – № 7. – P. 4278–4286.
198. Половников В.Ю. Численный анализ влияния нестационарности процессов теплопереноса в зонах размещения подземных теплопроводов на их тепловые режимы и тепловые потери // *Известия Томского политехнического университета. Инжиниринг георесурсов* – 2018. – Т. 329,. – № 10. – С. 76-84.
199. Половников В.Ю. Расчет нестационарных тепловых режимов подземных теплопроводов // Свидетельство о государственной регистрации программы для ЭВМ № 2018618242. Дата государственной регистрации 10.07.2018 г.
200. Слепцов В.И., Мордовской С.Д., Изаксон В.Ю. Математическое моделирование теплообменных процессов в многолетнемерзлых горных породах. – Новосибирск: Наука. Сибирская издательская фирма РАН. – 1996. – 104 с.
201. Wanga Y., Youa S., Zhanga H., Zhenga X., Zhenga W., Miaoa Q., Luc G. Thermal transient prediction of district heating pipeline: Optimal selection of the time and spatial steps for fast and accurate calculation // *Applied Energy*. – 2017. – V. 206. – P. 900–910.

202. Кулжинский Ю.И. Определение теплотерь через ограждающие конструкции подземных сооружений. – М.: ВИМ, 1960. – 64 с.
203. Копко В.М. Теплоизоляция трубопроводов теплосетей. – Минск.: Технопринт, 2002. – 160 с.
204. Иванов В.В., Бутенко А.Н., Карасева Л.В. Моделирование процессов теплопереноса в зоне прокладки теплотрасс и в неоднородных ограждающих конструкциях методом конформных отображений // Научный вестник ВГАСУ. Строительство и архитектура. – 2010. – № 3. – С. 46–52.
205. Иванов В.В., Шкрёбко С.В. Исследование и качественное прогнозирование состояния участков тепловых сетей // Труды V Российской национальной конференции по теплообмену: Теплопроводность, теплоизоляция. – М.: Издательский дом МЭИ, 2010. – Т. 7. – С. 110–113.
206. Малахов Д.В. Прогнозирование состояния участков теплосетей на основе данных, полученных в результате испытаний // Известия Ростовского государственного строительного университета. – 2005. – № 9. – С. 415–416.
207. Малахов Д.В. Использование теплового метода неразрушающего контроля подземных теплотрасс // Известия Ростовского государственного строительного университета. – 2004. – № 8. – С. 272.
208. Агапкин В.М. Сопряженная задача теплообмена подземного нефтепровода с окружающей средой // Известия вузов. Нефть и газ. – 1975. – № 5. – С. 87–91.
209. Тихомиров А.Л., Иванов В.В. Температуры поверхности грунта над подземными теплопроводами // Известия вузов. Строительство и архитектура. – 1986. – № 10. – С. 94–97.
210. Черныш С.В. Исследование и прогнозирование тепловых потерь подземных теплотрасс: Дис. канд. тех. наук. – Ростов-на-Дону, 2000 – 165 с.

211. Малахов Д.В. Качественное прогнозирование состояния участков тепловых сетей: автореф. дис. канд. тех. наук. – Волгоград, 2006 – 18 с.
212. Букаров Н.В. Тепловые режимы и потери тепла в зоне прокладки подземных трубопроводов: Автореф. Дис. канд. тех. наук. – Ростов-на-Дону, 1997 – 19 с.
213. Иванов В.В., Малахов Д.В. Качественное прогнозирование состояния участков тепловых сетей // Труды Четвертой Российской национальной конференции по теплообмену. – М.: МЭИ. – 2006. – Т.7. – С. 226–229.
214. Иванов В.В., Бабенков В.И., Дунин И.Л., Кужненко Е.Е. Использование тепловидения в строительстве // Известия вузов. Строительство. – 1992. – № 1. – С. 80–84.
215. Иванов В.В., Сажина С.А., Тихомиров А.Л., Трикоз П.И. Использование пирометров суммарного излучения при неразрушающем контроле тепловой изоляции теплопроводов // Промышленная теплотехника. – 1987. – № 3. – С. 77–80.
216. Половников В.Ю. Анализ тепловых режимов однетрубных теплопроводов с учетом конвективного движения воздуха в полости канала // Известия Томского политехнического университета. – 2010. – Т. 317. – № 4. – С. 33–38.
217. Кузнецов Г.В., Половников В.Ю. Новый подход к анализу тепловых режимов систем транспортировки тепла // Энергосбережение и водоподготовка. – 2011. – № 2. – С. 64–67.
218. Kuznetsov G.V., Polovnikov V.Yu. The conjugate problem of convective-conductive heat transfer for heat pipelines // Journal of Engineering Thermophysics. – 2011. – V. 20. – № 2. – Pp. 217–224.
219. Джалурия Й. Естественная конвекция: Тепло- и массообмен. – М.: Мир. – 1983. – 400 с.
220. Переверзев В. А., Шумов В. В. Справочник мастера тепловых сетей. – Ленинград: Энергоатомиздат, 1987. – 272 с.

221. Кузнецов Г.В., Половников В.Ю. Численный анализ влияния радиационного теплообмена на тепловые режимы и тепловые потери теплопроводов // Известия вузов. Проблемы энергетики. 2011. – № 5-6. – С. 12–20.
222. Кузнецов Г.В., Половников В.Ю. Численный анализ тепловых потерь теплопроводов с учетом конвективного движения воздуха в полости канала и теплового излучения // Интернет-вестник ВолгГАСУ. Сер.: Строит. информатика. – 2011. – Вып. 6(18). – Режим доступа: www.vestnik.vgasu.ru.
223. Излучательные свойства твердых материалов. Справочник / под ред. А.Е. Шейндлина. – М.: Энергия. – 1974. – 472 с.
224. Кузнецов Г.В., Половников В.Ю. Тепловые потери подземных канальных теплопроводов в условиях деформации слоя тепловой изоляции с учетом радиационного теплообмена в полости канала // Инженерно-строительный журнал. – 2012. – №2(28). – С. 2–7.
225. Кузнецов Г.В., Половников В.Ю. Оценка масштабов тепловых потерь подземных канальных теплопроводов в условиях деформации слоя тепловой изоляции // Промышленная теплотехника. – 2012. – Т.34. – № 3. – С. 61–66.
226. Цветков Ф.Ф., Григорьев Б.А. Тепломассообмен, – М.:МЭИ, 2011. – 562 с.
227. Кузнецов Г.В., Половников В.Ю. Численный анализ тепловых потерь теплопроводов в условиях деформации и нарушения целостности слоя тепловой изоляции // Научные проблемы транспорта Сибири и Дальнего Востока. – 2011.– №2. – С. 180–183.
228. Половников В.Ю. Новый подход к анализу тепловых потерь в тепловых сетях в условиях затопления // Промышленная энергетика. – 2016. – № 1. – С. 20–23.
229. Polovnikov V.Y., Razumov N.V. Application of a convective-conductive heat transfer model in the heat loss analysis of a heat pipeline under flooding

- conditions // EPJ Web of Conferences. – 2016. – Vol. 10. – Article number 01064.
230. Половников В.Ю. Тепловые потери тепловых сетей в аварийных режимах эксплуатации // Энергетик. – 2018. – № 3. – С. 32–34.
231. Чичерин С.В., Лебедев В.М., Глухов С.В. Повышение надежности систем централизованного теплоснабжения с использованием результатов технического диагностирования тепловых сетей // Промышленная энергетика. – 2016. – № 11. – С. 28–32.
232. Хацевский К.В., Николаев М.Ю., Есимов А.М., Леонов В.В. Вопрос энергосбережения при эксплуатации тепловых сетей // Энергетик. – 2016. – № 4. – С. 30–32.
233. Половников В.Ю. Расчет тепловых потерь теплопроводов, эксплуатируемых без тепловой изоляции // Свидетельство о государственной регистрации программы для ЭВМ № 2018618243. Дата государственной регистрации 10.07.2018 г.
234. Кузнецов Г.В., Половников В.Ю. Расчет тепловых потерь систем транспортировки тепла // Научные проблемы транспорта Сибири и Дальнего Востока. – 2011. – № 1. – С. 162–165.
235. Кузнецов Г.В., Половников В.Ю. Организация оптимальных режимов эксплуатации тепловых сетей на базе результатов решения сопряженных задач теплопереноса // Журнал Сибирского федерального университета. Техника и технологии. – 2011. – № 5. – С. 533–541.
236. Кузнецов Г.В., Половников В.Ю. Численное исследование тепловых режимов двухтрубных канальных теплопроводов с использованием кондуктивно-конвективной модели теплопереноса // Теплоэнергетика. – 2012. – № 4. – С.48–52.
237. Polovnikov V.Y. Numerical investigation of thermal regimes of heat pipelines // Proceedings-2012. 7th International Forum on Strategic Technology (IFOST 2012). – 2012. – Article number 6357760.

238. Кузнецов Г.В., Половников В.Ю. Численное моделирование теплопереноса в зонах прокладки теплотрасс // Известия РАН. Энергетика. – 2012 – № 2. – С. 151–159.
239. Половников В.Ю. Программный комплекс по расчету тепловых потерь и температурных полей в зонах прокладки подземных теплопроводов // Свидетельство о государственной регистрации программы для ЭВМ № 2011610394. Дата государственной регистрации 11.01.2011 г.
240. Половников В.Ю. Численное исследование тепловых режимов тепловых сетей подземной канальной прокладки в условиях затопления с использованием кондуктивно-конвективной модели теплопереноса // Инженерно-физический журнал. – 2018. – Т. 91. – № 2. – С. 497–503.
241. Половников В.Ю. Численный анализ влияния вида конструкций канальной тепловой сети на ее тепловые режимы и тепловые потери // Известия ВУЗов. Проблемы энергетики. – 2017. – №5-6. – С. 79–88.
242. Доннер М. С. Исследование теплофизических свойств теплоизоляции низкотемпературных объектов: автореф. дис. канд. тех. наук – Минск: 1975. – 21 с.
243. Масленников Л.А., Доннер М.С. Натурные исследования пенопластовой теплоизоляции низкотемпературного трубопровода // Сборник трудов ВНИПИ Теплопроект. – 1974. – Вып. 27. – С. 89–95.
244. Масленников Л.А., Петров-Денисов В.Г., Доннер М.С. Стенды для исследования тепло- и массопереноса в низкотемпературной тепловой изоляции // Сборник трудов ВНИПИ Теплопроект. – 1972. – Вып. 21. – С. 127–131.
245. Масленников Л.А., Петров-Денисов В.Г., Доннер М.С. Влажностные свойства теплоизоляционных материалов для низкотемпературной изоляции. Производство, свойства и применение теплоизоляционных изделий и конструкций // Сборник трудов ВНИПИ Теплопроект. – 1974. – Вып. 33. – С. 99–103.

246. Петров-Денисов В.Г., Масленников Л.А., Добрянская Г.С. Расчет нестационарной диффузии пара в низкотемпературной изоляции методом гидротепловых аналогий // Сборник трудов ВНИПИ Теплопроект. – 1974. – Вып. 27. – С. 79–83.
247. Петров-Денисов В.Г., Масленников Л.А., Доннер М.С. Расчет термического сопротивления низкотемпературной теплоизоляции с учетом увлажнения в процессе эксплуатации // Сборник трудов ВНИПИ Теплопроект. – 1975. – Вып. 38. – С. 66–71.
248. Петров-Денисов В.Г., Масленников Л.А., Заседателев И.Б., Доннер М.С. Тепло- и массообмен в низкотемпературной атмосферной теплоизоляции // Сборник трудов ВНИПИ Теплопроект. – 1975. – Вып. 35. – С. 79–88.
249. Масленников Л.А., Петров-Денисов В.Г., Заседателев И.Б., Франчук А.У., Пичков А.М. Прибор для определения массообменных характеристик пористых материалов // Оpubл. в Б. И. – 1971. – №2.
250. Инструкция по расчету низкотемпературной тепловой изоляции ВСН 372-76/ММСС СССР. – М.: ЦБНТИ, 1977. – 16 с.
251. Официальный сайт ЗАО «ПЗЭМ». 2011. URL: <http://www.pzem.ru/taxonomy/term/21> (дата обращения: 19.09.2011).
252. Комаров И.А. Термодинамика и тепломассообмен в дисперсных мерзлых породах. – М.: Научный мир, 2003. – 608 с.
253. Половников В.Ю. Программный комплекс по расчету тепловых режимов резервуаров для хранения криожидкостей // Свидетельство о государственной регистрации программы для ЭВМ № 2012617905. Дата государственной регистрации 31.08.2012 г.
254. Половников В. Ю. , Хабибулин А. М. Численное моделирование теплопереноса в ограждающих конструкциях резервуаров для хранения криожидкостей с учетом промерзания тепловой изоляции // Известия Томского политехнического университета. – 2012. – № 4. – С. 33–36.

255. Половников В.Ю. , Хабибулин А.М. Особенности тепломассопереноса во влагоустойчивой тепловой изоляции резервуаров для хранения криожидкостей // Известия Томского политехнического университета. – 2013. – Т. 322. – № 4. – С. 16–21.
256. Половников В.Ю., Хабибулин А.М. Численное моделирование тепломассопереноса в тепловой защите резервуаров для хранения сжиженных углеводородных газов в условиях реальной эксплуатации // Тепловые процессы в технике. – 2013. – Т. 5. – № 6. – С.270–275.
257. Половников В.Ю., Хабибулин А.М. Численный анализ потерь холода резервуарами для хранения криожидкостей в условиях конденсации влаги на внешнем контуре изоляции // Интернет-вестник ВолгГАСУ. Сер.: Политематическая. 2013. Вып. 1(25). URL: [http://vestnik.vgasu.ru/attachments/PolovnikovKhabibulin-2013_1\(25\).pdf](http://vestnik.vgasu.ru/attachments/PolovnikovKhabibulin-2013_1(25).pdf)
258. Polovnikov V.Yu., Habibulin A.M., Arkhipov V.A., Zharova I.K. Heat and mass transfer in a high-porous low-temperature thermal insulation in real operating conditions // MATEC Web of Conferences. – 2015. – V. 23. – Article number 01033.
259. Рачевский Б.С. Сжиженные углеводородные газы. – М.: Нефть и газ, 2009. – 640 с.
260. Фокин К.Ф. Строительная теплотехника ограждающих частей зданий. – М.: Стройиздат, 1973. – 287 с.
261. МДС 41-7.2004 Методика оценки влияния влажности на эффективность теплоизоляции оборудования и трубопроводов. – М.: ОАО «Теплопроект», 2004. – 33 с.
262. Бартенев Г.М. Прочность и механизм разрушения полимеров. – М.: Химия, 1984. – 280 с.
263. Polovnikov V.Y., Piskunov M.V. Numerical probability analysis of low-temperature insulation destruction under the condition of periodic duty // EPJ Web of Conferences. – 2014. – V.76. – Article number 01030.

264. Polovnikov V.Y., Piskunov M.V. Destruction of low-temperature insulation under the condition of periodic duty // MATEC Web of Conferences. – 2014. – V.19. – Article number 01009.
265. РД 153-34.1-09.205-2001 Нормы расхода тепла на мазутные хозяйства тепловых электростанций. – М.: СПО ОРГРЭС, 2002. – 24 с.
266. Емелин Ж.А. Хранение мазута в резервуарах без подогрева // Энергетик. – 1985. – № 10. – С. 15–18.
267. Геллер З.И., Ашихмин В.И., Шевченко Н.В., Высота К.П. Промышленные испытания системы циркуляционного подогрева мазута в металлических резервуарах емкостью 5000 м³. // Теплоэнергетика. – 1969. – №1. – С. 73–74.
268. Дульцев В.И. Снижение расхода тепла на подготовку мазута к сжиганию // Энергетик. – 1985. – № 9. – С. 20–25.
269. Назмеев Ю.Г., Маргулис С.М. Тепловой и термодинамический анализ эффективности теплотехнической схемы растопочного мазутного хозяйства ТЭС с сезонной пиковой нагрузкой // Проблемы энергетики. – 2000. – № 12. – С. 33.
270. По материалам пресс – службы Союза нефтегазопромышленников России. Транспортировка, хранение и использование сжиженного газа в Российской Федерации // Нефтяное хозяйство. – 2011. – № 01. – С. 109.
271. Васильев Г.П. Теплохладоснабжение зданий и сооружений с использованием низкопотенциальной тепловой энергии поверхностных слоев Земли. – М.: Издательский дом «Граница». – 2006. – 176 с.
272. Polovnikov, V.Y., Makhsutbek, F.T., Ozhikenova, Zh.F., Zharova, I.K. Numerical Analysis of Influence of Engineering Construction in the Area of Placing Fuel Storage Tanks on their Heat Loss // MATEC Web of Conferences. – 2016. – V.72. – Article number 01133.
273. Polovnikov, V.Y., Ozhikenova, V.Y., Makhsutbek, F.T. Numerical Modeling of the Effect of Thawing of Soil in the Area of Placing Tanks for

- Storage Fuel of Thermal Power Plants and Boiler // MATEC Web of Conferences. – 2016. – V.72. – Article number 01088.
274. Polovnikov, V.Y., Makhsutbek, F.T., Ozhikenova, Z.F. Thermal mode of tanks for storage fuel of thermal power plants and boiler with the influence of engineering facilities in the area of their placement // EPJ Web of Conferences. – 2016. – V. 110. – Article number 01049.
275. Вовк В. С. Новиков А.И.. Глаголев А.И. Мировая индустрия и рынки сжиженного природного газа: прогнозное моделирование. М.: Олимп-Бизнес. 2008. - 412 с.
276. Алабердеев Р.Р. Перспективы развития российской газовой индустрии и ее государственного регулирования // Вопросы регулирования экономики. – 2010. – Т. 1– № 2– С. 59-72.
277. Технический регламент о требованиях пожарной безопасности: Федер. закон от 22 июля 2008 г. № 123-ФЗ: принят Гос. Думой 04.07.2008 г.: одобр. Советом Федерации 11.07.2008 г. – М: ФГУ ВНИИПО, 2008. – 157 с.
278. Heymes F., Aprin L. Impact of a distant wildland fire on an LPG tank // Fire Sarefy Journal. – 2013. – V. 61. – P. 100–107.
279. Scarponi E, Landucci G. Experimental and numerical study of the behavior of LPG tanks exposed to wildland fires // Process Safety and Environmental Protection. 2018. – V. 114. – P. 251–270.

ПРИЛОЖЕНИЕ А Свидетельства о регистрации программ для ЭВМ



ФЕДЕРАЛЬНОЕ АГЕНТСТВО ПО ОБРАЗОВАНИЮ
ФГНУ «ГОСУДАРСТВЕННЫЙ КООРДИНАЦИОННЫЙ ЦЕНТР ИНФОРМАЦИОННЫХ ТЕХНОЛОГИЙ»
ОТРАСЛЕВОЙ ФОНД АЛГОРИТМОВ И ПРОГРАММ

**СВИДЕТЕЛЬСТВО ОБ ОТРАСЛЕВОЙ
РЕГИСТРАЦИИ РАЗРАБОТКИ**

№ 8898

Настоящее свидетельство выдано на разработку:

**Программа расчета потерь тепловой энергии
трубопроводов в режимах затопления**

зарегистрированную в Отраслевом фонде алгоритмов и программ.

Дата регистрации: **09 августа 2007 года**

Автор: **Половников В.Ю.**

Организация-разработчик: **Томский политехнический университет**



Директор  **Е.Г. Калинкевич**

Руководитель ОФАП  **А.И. Галкина**

Дата выдачи **30.08.2007**



ФЕДЕРАЛЬНОЕ АГЕНТСТВО ПО ОБРАЗОВАНИЮ
ФГНУ «ГОСУДАРСТВЕННЫЙ КООРДИНАЦИОННЫЙ ЦЕНТР ИНФОРМАЦИОННЫХ ТЕХНОЛОГИЙ»
ОТРАСЛЕВОЙ ФОНД АЛГОРИТМОВ И ПРОГРАММ

**СВИДЕТЕЛЬСТВО ОБ ОТРАСЛЕВОЙ
РЕГИСТРАЦИИ РАЗРАБОТКИ**

№ 8899

Настоящее свидетельство выдано на разработку:

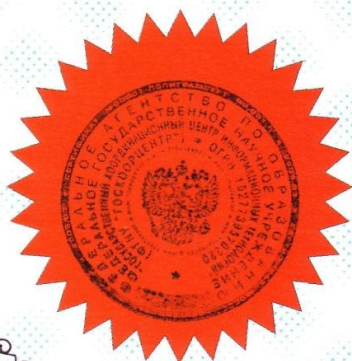
**Программа расчета потерь тепловой энергии
трубопроводов в режимах частичного затопления**

зарегистрированную в Отраслевом фонде алгоритмов и программ.

Дата регистрации: **09 августа 2007 года**

Автор: **Половников В.Ю.**

Организация-разработчик: **Томский политехнический университет**



Директор  **Е.Г. Калинин**

Руководитель ОФАП  **А.И. Галкина**

Дата выдачи **30.08.2007**



ФЕДЕРАЛЬНОЕ АГЕНТСТВО ПО ОБРАЗОВАНИЮ
ФГНУ «ГОСУДАРСТВЕННЫЙ КООРДИНАЦИОННЫЙ ЦЕНТР ИНФОРМАЦИОННЫХ ТЕХНОЛОГИЙ»
ОТРАСЛЕВОЙ ФОНД АЛГОРИТМОВ И ПРОГРАММ

**СВИДЕТЕЛЬСТВО ОБ ОТРАСЛЕВОЙ
РЕГИСТРАЦИИ РАЗРАБОТКИ**

№ 8900

Настоящее свидетельство выдано на разработку:

**Программа расчета потерь тепловой энергии
трубопроводов в режимах затопления с учетом
длительности влагонасыщения теплоизоляции**

зарегистрированную в Отраслевом фонде алгоритмов и программ.

Дата регистрации: **09 августа 2007 года**

Автор: **Половников В.Ю.**

Организация-разработчик: **Томский политехнический университет**



Директор  **Е.Г. Калинин**

Руководитель ОФАП  **А.И. Галкина**

Дата выдачи **30.08.2007**



ФЕДЕРАЛЬНОЕ АГЕНТСТВО ПО ОБРАЗОВАНИЮ
ФГНУ «ГОСУДАРСТВЕННЫЙ КООРДИНАЦИОННЫЙ ЦЕНТР ИНФОРМАЦИОННЫХ ТЕХНОЛОГИЙ»
ОТРАСЛЕВОЙ ФОНД АЛГОРИТМОВ И ПРОГРАММ

**СВИДЕТЕЛЬСТВО ОБ ОТРАСЛЕВОЙ
РЕГИСТРАЦИИ РАЗРАБОТКИ**

№ 8901

Настоящее свидетельство выдано на разработку:

**Программа расчета потерь тепловой энергии
трубопроводов в режимах затопления с учетом
испарения влаги в структуре теплоизоляции**

зарегистрированную в Отраслевом фонде алгоритмов и программ.

Дата регистрации: **09 августа 2007 года**

Автор: **Половников В.Ю.**

Организация-разработчик: **Томский политехнический университет**



Директор  **Е.Г. Калинкевич**

Руководитель ОФАН  **А.И. Галкина**

Дата выдачи **30.08.2007**

РОССИЙСКАЯ ФЕДЕРАЦИЯ



СВИДЕТЕЛЬСТВО

о государственной регистрации программы для ЭВМ

№ 2011610727

Программный комплекс по расчету тепловых потерь
теплопроводов в условиях увлажнения изоляции

Правообладатель(ли): *Государственное образовательное
учреждение высшего профессионального образования
«Национальный исследовательский Томский политехнический
университет» (RU)*

Автор(ы): *Половников Вячеслав Юрьевич (RU)*

Заявка № 2010617255

Дата поступления 18 ноября 2010 г.

Зарегистрировано в Реестре программ для ЭВМ
11 января 2011 г.



*Руководитель Федеральной службы по интеллектуальной
собственности, патентам и товарным знакам*

A handwritten signature in dark ink, appearing to read 'B.P. Simonov'.

Б.П. Симонов

РОССИЙСКАЯ ФЕДЕРАЦИЯ



СВИДЕТЕЛЬСТВО

о государственной регистрации программы для ЭВМ

№ 2011610394

**Программный комплекс по расчету тепловых потерь
и температурных полей в зонах прокладки
подземных канальных теплопроводов**

Правообладатель(ли): *Государственное образовательное
учреждение высшего профессионального образования
«Национальный исследовательский Томский политехнический
университет» (RU)*

Автор(ы): *Половников Вячеслав Юрьевич (RU)*

Заявка № 2010617109

Дата поступления 15 ноября 2010 г.

Зарегистрировано в Реестре программ для ЭВМ

11 января 2011 г.



*Руководитель Федеральной службы по интеллектуальной
собственности, патентам и товарным знакам*

Б.П. Симонов

РОССИЙСКАЯ ФЕДЕРАЦИЯ



СВИДЕТЕЛЬСТВО

о государственной регистрации программы для ЭВМ

№ 2012617905

Программный комплекс по расчету тепловых режимов
резервуаров для хранения криожидкостей

Правообладатель(ли): **Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение высшего профессионального образования «Национальный исследовательский Томский политехнический университет» (RU)**

Автор(ы): **Половников Вячеслав Юрьевич (RU)**

Заявка № **2012615928**

Дата поступления **12 июля 2012 г.**

Зарегистрировано в Реестре программ для ЭВМ
31 августа 2012 г.

Руководитель Федеральной службы
по интеллектуальной собственности

Б.П. Симонов



РОССИЙСКАЯ ФЕДЕРАЦИЯ



СВИДЕТЕЛЬСТВО

о государственной регистрации программы для ЭВМ

№ 2018618242

**Расчет нестационарных тепловых режимов подземных
теплопроводов**

Правообладатель: *федеральное государственное автономное
образовательное учреждение высшего образования
«Национальный исследовательский Томский политехнический
университет» (RU)*

Автор: *Половников Вячеслав Юрьевич (RU)*

Заявка № **2018615130**

Дата поступления **21 мая 2018 г.**

Дата государственной регистрации

в Реестре программ для ЭВМ **10 июля 2018 г.**

*Руководитель Федеральной службы
по интеллектуальной собственности*

 *Г.П. Ивлиев*



РОССИЙСКАЯ ФЕДЕРАЦИЯ



СВИДЕТЕЛЬСТВО

о государственной регистрации программы для ЭВМ

№ 2018618243

**Расчет тепловых потерь теплопроводов, эксплуатируемых
без тепловой изоляции**

Правообладатель: *федеральное государственное автономное
образовательное учреждение высшего образования
«Национальный исследовательский Томский политехнический
университет» (RU)*

Автор: *Половников Вячеслав Юрьевич (RU)*



Заявка № 2018615129

Дата поступления 21 мая 2018 г.

Дата государственной регистрации

в Реестре программ для ЭВМ 10 июля 2018 г.

Руководитель Федеральной службы
по интеллектуальной собственности

Г.П. Ивлиев Г.П. Ивлиев

ПРИЛОЖЕНИЕ Б Справки и акты внедрения научных результатов диссертационной работы



Кировское областное государственное унитарное предприятие
«Агентство энергосбережения»
610047, г. Киров обл., ул. Уральская, 7
тел./факс:(8332) 58-68-40
E-mail: agency@energy-saving.ru www.energy-saving.ru

«УТВЕРЖДАЮ»

Директор КОГУП «Агентство энергосбережения»

Рыков С.Г.

2009 г.



А К Т

о внедрении «Методики расчета тепловых потерь теплотрубопроводов
в условиях затопления каналов тепловых сетей»

Комиссия в составе:

председатель Рыков Сергей Геннадьевич, директор;

члены комиссии:

Павлов Олег Павлович, заместитель директора по техническим вопросам;

Художидков Евгений Олегович, начальник отдела энергоаудита и
технической экспертизы.

составили настоящий акт о том, что «Методика расчета тепловых потерь
теплотрубопроводов в условиях затопления каналов тепловых сетей»,
разработанная Половниковым Вячеславом Юрьевичем (Томский политехнический
университет, г. Томск), прошла тестирование и используется в Кировском
областном государственном унитарном предприятии «Агентство
энергосбережения» при проведении энергетических обследований тепловых сетей.

Председатель комиссии _____ Рыков С.Г.

Члены комиссии: _____ Павлов О.П.

_____ Художидков Е.О.



ВОСТОЧНАЯ ИНВЕСТИЦИОННАЯ ГАЗОВАЯ КОМПАНИЯ
ЗАКРЫТОЕ АКЦИОНЕРНОЕ ОБЩЕСТВО

ИНН 7017063682 КПП 701401001 ОГРН 1027000921287 Россия, 634061, г. Томск, пер. Нечевский, 20а.
Тел.: (3822) 435-002, 435-005, 435-007 Факс: (3822) 435-008, 435-018. E-mail: office@wigk.ru

Исх. № _____ от _____

«УТВЕРЖДАЮ»

Руководитель организации

_____ А.А. Терещенко



_____ 2010 г.

А К Т

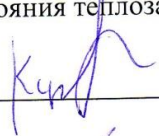
о внедрении «Программного комплекса по расчету температурных полей и тепловых потерь подземных канальных теплопроводов»

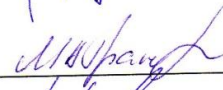
Комиссия в составе:

председатель - А.С. Кублинский - первый заместитель директора
члены комиссии: - М.А. Трапезников - зам.директора по тех.вопросам и модернизации
- В.В. Пучкин — главный инженер

составили настоящий акт о том, что «Программный комплекс по расчету температурных полей и тепловых потерь подземных канальных теплопроводов», разработанный Половниковым Вячеславом Юрьевичем (Национальный исследовательский Томский политехнический университет, Энергетический институт, г. Томск), апробирован в период с 01 октября по 29 октября 2010г. и внедрен в ООО «ВИГК» и используется при проведении энергетических обследований систем транспортировки тепла.

Данный программный комплекс позволяет оперативно оценивать уровень тепловых потерь подземных канальных теплопроводов, проводить сравнительный анализ использования различных видов теплоизоляционных материалов, контролировать изменение состояния теплозащитных конструкций теплопроводов.

Председатель комиссии _____  А.С. Кублинский

Члены комиссии: _____  М.А. Трапезников

_____  В.В. Пучкин

**Товариство з обмеженою відповідальністю
«Спеціальне конструкторсько-технологічне бюро комплексної
технології електроремонту-Кривбас»**

Юридична адреса: Криворізький район, с.Новопілля
вул.Садова,46
Поштова адреса: 50029, м.Кривий Ріг, а/с 1308
тел.(0564) 50-27-31

р/рахунок 26003060719161 ПАТ КБ «Приватбанк» МФО 305750
р/рахунок 26008962482859 ПАТ ПУМБ МФО 334851
код ЄДРПОУ 35191402

вих.№_141_від_15_10_2011р.
на № _____



Директор
ТБКТЭР-Кривбас»
Мясоедов Т.В.
15 жовтня 2012 г.

**Акт об использовании
«Программного комплекса по расчету тепловых потерь и температурных
полей в зонах прокладки подземных канальных теплопроводов»**

Комиссия в составе:

председатель Мясоедов Т.В. директор
члены комиссии: Мирошниченко В.В. гл. бухгалтер
Мясоедов А.М. зам.дир. по развитию

составила настоящий акт о том, что «Программный комплекс по расчету тепловых потерь и температурных полей в зонах прокладки подземных канальных теплопроводов», Свидетельство о государственной регистрации № 2011610394 от 11 января 2011 года, автор Половников Вячеслав Юрьевич (Национальный исследовательский Томский политехнический университет) используется в практической деятельности «ООО «СКТБКТЭР-Кривбас». Указанный программный комплекс применяется при проектировании и корректирующих тепловых расчетах тепловых сетей.

Председатель комиссии: Мясоедов Т.В.

Члены комиссии: Мирошниченко В.В.
Мясоедов А.М.



Исх. № PVY1310/12 от 10.12.2013

**Справка об использовании
ПРОГРАММНОГО КОМПЛЕКСА
по расчету тепловых потерь теплопроводов
в условиях увлажнения изоляции**

Настоящим подтверждается, что «Программный комплекс по расчету тепловых потерь теплопроводов в условиях увлажнения изоляции», Свидетельство о государственной регистрации РФ № 2011610727 от 11 января 2011 года, автор Половников Вячеслав Юрьевич (Национальный исследовательский Томский политехнический университет) используется ООО «Научно-производственная внедренческая компания «КАППА» при выполнении разработок для определения фактических тепловых потерь при расчетах систем теплоснабжения и выборе теплоизоляционных материалов оборудования и трубопроводов.

ООО «НПВК «Каппа»
Ул.Паникахи, 2, корп. «Е» (7), оф.505
Днепропетровск, 49126
Украина

Директор

Кузьмин А.В.



P V Y 1 3 1 0 / 1 2

открытое акционерное общество
«ЭНЕРГЕТИЧЕСКАЯ КОМПАНИЯ»

652560, РФ, Кемеровская обл., г. Полысаево, ул. Крупской, 5
тел./факс (38456) 4-33-61, E-mail: ek-2005@mail.ru
ИНН 4212127479

№ 392 от «10» июня 2013 г.

Справка об использовании
«Методики расчета тепловых потерь теплопроводов
в условиях увлажнения изоляции»

Настоящим подтверждается, что «Методика расчета тепловых потерь теплопроводов в условиях увлажнения изоляции» (автор Половников Вячесла Юрьевич, Национальный исследовательский Томский политехнический университет, г. Томск) используется в ОАО «Энергетическая компания» при корректирующих расчетах тепловых потерь теплопроводов и выбор теплоизоляционных материалов.

«Методика расчета тепловых потерь теплопроводов в условиях увлажнения изоляции» позволяет рассчитывать тепловые потери теплопроводов в зависимости от типов и состояния тепловой изоляции, диаметров условного прохода, температуры теплоносителя и окружающей среды.

Данная методика расчета может быть рекомендована к использованию на предприятиях и в организациях, занимающихся производством и транспортировкой тепловой энергии, при оценке масштабов тепловых потерь теплопроводов работающих в условиях увлажнения изоляции, при разработке усовершенствовании конструкций теплопроводов, выборе теплоизоляционных материалов для трубопроводов, принятии конкретных технических решений по ремонту и модернизации тепловых сетей.

Генеральный директор



Разумовский В.Г.



Общество с ограниченной ответственностью «Теплосервис»
г. Томск, ул. Шевченко, 64/1
ИНН 7017232884
тел.: 8(3822) 33-58-46
КПП 701701001
факс: 8(3822) 54-19-45
ОГРН 1097017002367

**Справка об использовании
«Программного комплекса по расчету тепловых потерь теплопроводов в
условиях увлажнения изоляции»**

Настоящим подтверждается, что «Программный комплекс по расчету тепловых потерь теплопроводов в условиях увлажнения изоляции», Свидетельство о государственной регистрации РФ № 2011610727 от 11 января 2011 года, автор Половников Вячеслав Юрьевич (Национальный исследовательский Томский политехнический университет) используется в ООО «Теплосервис» при расчетах фактических тепловых потерь в системах теплоснабжения.

Директор



Кабанов И.В.



ХАРКІВСЬКА МІСЬКА РАДА
Комунальне підприємство
«ХАРКІВСЬКІ ТЕПЛОВІ МЕРЕЖІ»

вул. Доброхотова, 11, м. Харків, 61037, Україна
Тел.: (057) 758-84-07, т/ф: (057) 737-94-00
E-mail: hie@vl.kharkov.ua
П.р. 260093022313 у Філії ХОУ ПАТ
«Державний ощадний банк України»
МФО 351823 Код СДРПОУ 31557119

ХАРЬКОВСКИЙ ГОРОДСКОЙ СОВЕТ
Коммунальное предприятие
«ХАРЬКОВСКИЕ ТЕПЛОВЫЕ СЕТИ»

ул. Доброхотова, 11, г. Харьков, 61037, Украина
Тел.: (057) 758-84-07, т/ф: (057) 737-94-00
E-mail: hie@vl.kharkov.ua
Т.с. 260093022313 в Филиале ХОУ ПАО
«Государственный ощадный банк Украины»
МФО 351823 Код ЕДРПОУ 31557119

19.11.2014, № 22-4212

на № _____ від _____

«Утверждаю»

Генеральный директор
коммунального предприятия
«Харьковские тепловые сети»



С.Ю. Андреев

Акт об использовании

«Методики расчета тепловых потерь теплотрубопроводов в условиях затопления каналов тепловых сетей»

Комиссия в составе:
председатель
члены комиссии:

Зинченко Е.А., главный инженер
Репин А.П., заместитель главного инженера
Зинченко Р.Е., заместитель начальника
производственно-технической службы
Меркулов Е.Ю., начальник технического отдела

составила настоящий акт о том, что «Методика расчета тепловых потерь теплотрубопроводов в условиях затопления каналов тепловых сетей» (автор Половников Вячеслав Юрьевич, Национальный исследовательский Томский политехнический университет, г. Томск, Россия) используется в коммунальном предприятии «Харьковские тепловые сети» при корректирующих расчетах тепловых потерь в тепловых сетях.

«Методика расчета тепловых потерь теплотрубопроводов в условиях затопления каналов тепловых сетей» позволяет рассчитывать тепловые потери теплотрубопроводов в зависимости от типов и состояния тепловой изоляции, диаметров условного прохода, температур теплоносителя и окружающей среды. Данная методика расчета может быть рекомендована к использованию на предприятиях и в организациях, занимающихся производством и транспортировкой тепловой энергии, для расчета причиненного ущерба в виде дополнительных потерь тепла в результате затопления каналов тепловых сетей.

Председатель комиссии:  Е.А. Зинченко

Члены комиссии:  А.П. Репин

 Р.Е. Зинченко

 Е.Ю. Меркулов

НЕФТЕГАЗНАЛАДКА

Общество с ограниченной ответственностью

634034, г. Томск, пр. Кирова, д.51А, стр.15, оф.200
тел. (3822) 900-593; 900-592
ООО «Промрегионбанк» г. Томск
БИК 046902727,
К/с 30101810200000000727,
Р/с 40702810700000003604

Исх № 17/09 от 17.09.2015
Вх № _____ от _____

Справка об использовании «Методики расчета тепловых потерь теплопроводов в условиях увлажнения изоляции»

Настоящим подтверждается, что «Методика расчета тепловых потерь теплопроводов в условиях увлажнения изоляции» (автор Половников Вячеслав Юрьевич, Национальный исследовательский Томский политехнический университет, г. Томск) используется в ООО «НЕФТЕГАЗНАЛАДКА» при проектировании тепловой изоляции ограждающих конструкций.

«Методика расчета тепловых потерь теплопроводов в условиях увлажнения изоляции» позволяет рассчитывать тепловые потери теплопроводов в зависимости от типов тепловой изоляции, диаметров условного прохода, температур теплоносителя и окружающей среды.

Данная методика расчета может быть рекомендована к использованию на предприятиях и в организациях, занимающихся производством и транспортировкой тепловой энергии, при оценке масштабов тепловых потерь теплопроводов, работающих в условиях увлажнения изоляции, при разработке и усовершенствовании конструкций теплопроводов, выборе теплоизоляционных материалов для трубопроводов, принятии конкретных технических решений по ремонту и модернизации тепловых сетей.



Пупенко В.А.

«СтройСнабРемонт»

ОБЩЕСТВО С ОГРАНИЧЕННОЙ ОТВЕТСТВЕННОСТЬЮ

634034, г. Томск, ул. Вершинина, д.38

ИНН / КПП 7017362298 / 701701001

Исх № 12/10 от 12.10.15

Вх № _____ от _____

Справка об использовании

«Методики расчета тепловых потерь теплопроводов в условиях увлажнения изоляции»

Настоящим подтверждается, что «Методика расчета тепловых потерь теплопроводов в условиях увлажнения изоляции» (автор Половников Вячеслав Юрьевич, Национальный исследовательский Томский политехнический университет, г. Томск) используется в ООО «СтройСнабРемонт» при корректирующих расчетах тепловых потерь теплопроводов и выборе теплоизоляционных материалов.

«Методика расчета тепловых потерь теплопроводов в условиях увлажнения изоляции» позволяет рассчитывать тепловые потери теплопроводов в зависимости от типов тепловой изоляции, диаметров условного прохода, температур теплоносителя и окружающей среды.

Данная методика расчета может быть рекомендована к использованию на предприятиях и в организациях, занимающихся производством и транспортировкой тепловой энергии, при оценке масштабов тепловых потерь теплопроводов, работающих в условиях увлажнения изоляции, при разработке и усовершенствовании конструкций теплопроводов, выборе теплоизоляционных материалов для трубопроводов, принятии конкретных технических решений по ремонту и модернизации тепловых сетей.



И.о. директора

Пупенко В.В.

СТРОЙПРОЕКТМОНТАЖ
Общество с ограниченной ответственностью

634028, г. Томск, Московский тракт, д.70/1, кв.69
ООО «Промрегионбанк»
БИК 046902727, Р/с 40702810800000004914
ИНН/КПП 7017300220/701701001

Исх № 7 от 18.09.2016

Вх № _____ от _____

Справка об использовании
«Методики расчета тепловых потерь теплопроводов в условиях
увлажнения изоляции»

Настоящим подтверждается, что «Методика расчета тепловых потерь теплопроводов в условиях увлажнения изоляции» (автор Половников Вячеслав Юрьевич, Национальный исследовательский Томский политехнический университет, г.Томск) используется в ООО «Стройпроектмонтаж» при определении фактических тепловых потерь на тепловых сетях.

Директор



Домбровский П.И.

**АКЦИОНЕРНОЕ ОБЩЕСТВО
«НАУЧНО-ИССЛЕДОВАТЕЛЬСКИЙ ИНСТИТУТ
ПО СТРОИТЕЛЬСТВУ ТРУБОПРОВОДОВ» (АО НИИСТ)**

г. Москва, ул. Наметкина, д. 14, кор. 2; <http://niist.ru>; info@niist.ru;
ОКПО 28214122; ОГРН 1187746391480; ИНН/КПП 7724436789/772401001;

Исх. № 013-НТ от «08» июня 2018 г.

На вх. № _____ от «__» ____ 20__ г.

Справка

об использовании результатов научно-исследовательской деятельности Половникова Вячеслава Юрьевича (Национальный исследовательский Томский политехнический университет, г. Томск)

Настоящим подтверждается, что:

«Программный комплекс по расчету тепловых потерь теплопроводов в условиях увлажнения изоляции» (Свидетельство о государственной регистрации программы для ЭВМ № 2011610727 от 11.01.2011, автор Половников Вячеслав Юрьевич, Национальный исследовательский Томский политехнический университет, г. Томск);

«Программный комплекс по расчету тепловых потерь и температурных полей в зонах прокладки подземных канальных теплопроводов» (Свидетельство о государственной регистрации программы для ЭВМ № 2011610394 от 11.01.2011, автор Половников Вячеслав Юрьевич, Национальный исследовательский Томский политехнический университет, г. Томск);

«Программный комплекс по расчету тепловых режимов резервуаров для хранения криожидкостей» (Свидетельство о государственной регистрации программы для ЭВМ № 2012617905 от 31.08.2012, автор Половников Вячеслав Юрьевич, Национальный исследовательский Томский политехнический университет, г. Томск)

используются в ОА НИИСТ при научно-исследовательских работах в анализе тепловых режимов и тепловых потерь элементов систем транспортировки, распределения и использования энергии.

Программные комплексы позволяют производить оценку потерь тепловой энергии элементов систем транспортировки, распределения и использования энергии с учетом реальных условий эксплуатации, проводить сравнительный анализ использования различных видов теплоизоляционных материалов и оценивать изменение теплозащитных свойств запроектированного материала в процессе работы систем транспортировки, распределения и использования энергии.

Генеральный директор
АО НИИСТ



Е.О. Еремеев

0044
06.07.18

С-К Молчаново

Общество с ограниченной ответственностью «С-К Молчаново»
Юр. адрес: 636346, Россия, Молчановский р-н, с.Нарга, ул.К.Маркса 38А
Почтовый адрес: 634012, Россия, г. Томск, ул.Матросова, 10
Телефон/факс (8-3822) 56-14-60, б/х.56-14-50 E-mail: s-k_vse@mail.ru
ИНН 7010002930, КПП 7017010010Т

Справка об использовании результатов научно-исследовательской деятельности Половникова Вячеслава Юрьевича (Национальный исследовательский Томский политехнический университет, г. Томск)

Настоящим подтверждается, что

«Программный комплекс по расчету тепловых потерь теплопроводов в условиях увлажнения изоляции» (Свидетельство о государственной регистрации программы для ЭВМ № 2011610727 от 11.01.2011, автор Половников Вячеслав Юрьевич, Национальный исследовательский Томский политехнический университет, г. Томск);

«Программный комплекс по расчету тепловых потерь и температурных полей в зонах прокладки подземных канальных теплопроводов» (Свидетельство о государственной регистрации программы для ЭВМ № 2011610394 от 11.01.2011, автор Половников Вячеслав Юрьевич, Национальный исследовательский Томский политехнический университет, г. Томск);

«Программный комплекс по расчету тепловых режимов резервуаров для хранения криожидкостей» (Свидетельство о государственной регистрации программы для ЭВМ № 2012617905 от 31.08.2012, автор Половников Вячеслав Юрьевич, Национальный исследовательский Томский политехнический университет, г. Томск);

Программа для ЭВМ «Расчет нестационарных тепловых режимов подземных теплопроводов» (Свидетельство о государственной регистрации программы для ЭВМ № 2018618241 от 10.07.2018, автор Половников Вячеслав Юрьевич, Национальный исследовательский Томский политехнический университет, г. Томск);

Программа для ЭВМ «Расчет тепловых потерь теплопроводов, эксплуатируемых без тепловой изоляции» (Свидетельство о государственной регистрации программы для ЭВМ № 2018618243 от 10.07.2018, автор Половников Вячеслав Юрьевич, Национальный исследовательский Томский политехнический университет, г. Томск);

используются в ООО «С-К Молчаново» при проектировании и анализе тепловых режимов и тепловых потерь элементов систем транспортировки, распределения и использования энергии.

Программные комплексы позволяют производить оценку потерь тепловой энергии элементов систем транспортировки, распределения и использования энергии с учетом реальных условий эксплуатации, проводить сравнительный анализ использования различных видов теплоизоляционных материалов и оценивать изменение теплозащитных свойств запроектированного материала в процессе работы систем транспортировки, распределения и использования энергии.

Директор ООО «С-К Молчаново»

Г.Р. Хомякова



**ОБЩЕСТВО С ОГРАНИЧЕННОЙ ОТВЕТСТВЕННОСТЬЮ
«ТВК Строймонтаж»**

634009 Томская обл., г.Томск, проспект Ленина, дом №159, офис 3
ИНН 7017402896 КПП 7017010011 ОГРН 116 703 106 15 70
р/с. 407 028 103 062 5000 1475 в ПАО «Томскпромстройбанк»
К/сч. 301 018 105 000 000 00 728 БИК 046 902 728
e-mail: Muhin.artem777@gmail.com

Справка

об использовании результатов научно-исследовательской деятельности Половникова Вячеслава Юрьевича (Национальный исследовательский Томский политехнический университет, г. Томск)

Настоящим подтверждается, что

«Программный комплекс по расчету тепловых потерь теплопроводов в условиях увлажнения изоляции» (Свидетельство о государственной регистрации программы для ЭВМ № 2011610727 от 11.01.2011, автор Половников Вячеслав Юрьевич, Национальный исследовательский Томский политехнический университет, г. Томск);

«Программный комплекс по расчету тепловых потерь и температурных полей в зонах прокладки подземных канальных теплопроводов» (Свидетельство о государственной регистрации программы для ЭВМ № 2011610394 от 11.01.2011, автор Половников Вячеслав Юрьевич, Национальный исследовательский Томский политехнический университет, г. Томск);

«Программный комплекс по расчету тепловых режимов резервуаров для хранения криожидкостей» (Свидетельство о государственной регистрации программы для ЭВМ № 2012617905 от 31.08.2012, автор Половников Вячеслав Юрьевич, Национальный исследовательский Томский политехнический университет, г. Томск);

Программа для ЭВМ «Расчет нестационарных тепловых режимов подземных теплопроводов» (Свидетельство о государственной регистрации программы для ЭВМ № 2018618241 от 10.07.2018, автор Половников Вячеслав Юрьевич, Национальный исследовательский Томский политехнический университет, г. Томск);

Программа для ЭВМ «Расчет тепловых потерь теплопроводов, эксплуатируемых без тепловой изоляции» (Свидетельство о государственной регистрации программы для ЭВМ № 2018618243 от 10.07.2018, автор Половников Вячеслав Юрьевич, Национальный исследовательский Томский политехнический университет, г. Томск);

используются в ООО «ТВК Строймонтаж» при проектировании и анализе тепловых режимов и тепловых потерь элементов систем транспортировки, распределения и использования энергии.

Программные комплексы позволяют производить оценку потерь тепловой энергии элементов систем транспортировки, распределения и использования энергии с учетом реальных условий эксплуатации, проводить сравнительный анализ использования различных видов теплоизоляционных материалов и оценивать изменение теплозащитных свойств запроектированного материала в процессе работы систем транспортировки, распределения и использования энергии.

Директор ООО «ТВК Строймонтаж»

А.Ю. Мухин



03.09.18г.



ООО «ФАКТУМ Северо-Запад»

197136, г.Санкт-Петербург, ул. Всеволода Вишневого, 4, офис 11.
Телефон 8 (812) 309-82-00/ факс 8(812) 346-46-59
e-mail: info@factum-sz.ru
ИНН: 7813562440, КПП: 781301001,

Справка
об использовании результатов научно-исследовательской деятельности
Половникова Вячеслава Юрьевича (Национальный исследовательский Томский
политехнический университет, г. Томск)

Настоящим подтверждается, что

«Программный комплекс по расчету тепловых потерь теплопроводов в условиях увлажнения изоляции» (Свидетельство о государственной регистрации программы для ЭВМ № 2011610727 от 11.01.2011, автор Половников Вячеслав Юрьевич, Национальный исследовательский Томский политехнический университет, г. Томск);

«Программный комплекс по расчету тепловых потерь и температурных полей в зонах прокладки подземных канальных теплопроводов» (Свидетельство о государственной регистрации программы для ЭВМ № 2011610394 от 11.01.2011, автор Половников Вячеслав Юрьевич, Национальный исследовательский Томский политехнический университет, г. Томск);

«Программный комплекс по расчету тепловых режимов резервуаров для хранения криожидкостей» (Свидетельство о государственной регистрации программы для ЭВМ № 2012617905 от 31.08.2012, автор Половников Вячеслав Юрьевич, Национальный исследовательский Томский политехнический университет, г. Томск);

Программа для ЭВМ «Расчет нестационарных тепловых режимов подземных теплопроводов» (Свидетельство о государственной регистрации программы для ЭВМ № 2018618241 от 10.07.2018, автор Половников Вячеслав Юрьевич, Национальный исследовательский Томский политехнический университет, г. Томск);

Программа для ЭВМ «Расчет тепловых потерь теплопроводов, эксплуатируемых без тепловой изоляции» (Свидетельство о государственной регистрации программы для ЭВМ № 2018618243 от 10.07.2018, автор Половников Вячеслав Юрьевич, Национальный исследовательский Томский политехнический университет, г. Томск);

используются в ООО «ФАКТУМ Северо-Запад» при проектировании и анализе тепловых режимов и тепловых потерь элементов систем транспортировки, распределения и использования энергии.

Программные комплексы позволяют производить оценку потерь тепловой энергии элементов систем транспортировки, распределения и использования энергии с учетом реальных условий эксплуатации, проводить сравнительный анализ использования различных видов теплоизоляционных материалов и оценивать изменение теплозащитных свойств запроектированного материала в процессе работы систем транспортировки, распределения и использования энергии.

Гл. инженер отдела ПТО



Васильев И.А.

ООО «СМУ-9»
Общество с ограниченной ответственностью
«Строительное монтажное управление – 9»

Юридический адрес: 634058, г.Томск, Кузовлевский тракт, д.4 Г
ИНН 7017327695, КПП 701701001

Справка
об использовании результатов научно-исследовательской деятельности
Половникова Вячеслава Юрьевича (Национальный исследовательский Томский
политехнический университет, г. Томск)

Настоящим подтверждается, что

«Программный комплекс по расчету тепловых потерь теплопроводов в условиях увлажнения изоляции» (Свидетельство о государственной регистрации программы для ЭВМ № 2011610727 от 11.01.2011, автор Половников Вячеслав Юрьевич, Национальный исследовательский Томский политехнический университет, г. Томск);

«Программный комплекс по расчету тепловых потерь и температурных полей в зонах прокладки подземных канальных теплопроводов» (Свидетельство о государственной регистрации программы для ЭВМ № 2011610394 от 11.01.2011, автор Половников Вячеслав Юрьевич, Национальный исследовательский Томский политехнический университет, г. Томск);

«Программный комплекс по расчету тепловых режимов резервуаров для хранения криожидкостей» (Свидетельство о государственной регистрации программы для ЭВМ № 2012617905 от 31.08.2012, автор Половников Вячеслав Юрьевич, Национальный исследовательский Томский политехнический университет, г. Томск);

Программа для ЭВМ «Расчет нестационарных тепловых режимов подземных теплопроводов» (Свидетельство о государственной регистрации программы для ЭВМ № 2018618241 от 10.07.2018, автор Половников Вячеслав Юрьевич, Национальный исследовательский Томский политехнический университет, г. Томск);

Программа для ЭВМ «Расчет тепловых потерь теплопроводов, эксплуатируемых без тепловой изоляции» (Свидетельство о государственной регистрации программы для ЭВМ № 2018618243 от 10.07.2018, автор Половников Вячеслав Юрьевич, Национальный исследовательский Томский политехнический университет, г. Томск);

используются в ООО «СМУ-9» при проектировании и анализе тепловых режимов и тепловых потерь элементов систем транспортировки, распределения и использования энергии.

Программные комплексы позволяют производить оценку потерь тепловой энергии элементов систем транспортировки, распределения и использования энергии с учетом реальных условий эксплуатации, проводить сравнительный анализ использования различных видов теплоизоляционных материалов и оценивать изменение теплозащитных свойств запроектированного материала в процессе работы систем транспортировки, распределения и использования энергии.

Директор ООО «СМУ-9»

МП



С.В. Цитко

общество с ограниченной ответственностью
"ЖИЛСЕРВИС "КИРОВСКИЙ"

634041, РФ, Томская область, г.Томск, ул.Дзержинского д.24, тел./факс (3822)433395.
ИНН 7017157690

**Справка об использовании
«Программного комплекса по расчету тепловых потерь теплопроводов в
условиях увлажнения изоляции»**

Настоящим подтверждается, что «Программный комплекс по расчету тепловых потерь теплопроводов в условиях увлажнения изоляции», Свидетельство о государственной регистрации № 2011610727 от 11 января 2011 года, автор Половников Вячеслав Юрьевич (Национальный исследовательский Томский политехнический университет) используется в практической деятельности общества с ограниченной ответственностью "ЖИЛСЕРВИС "КИРОВСКИЙ" при корректирующих расчетах потерь теплопроводов и выборе теплоизоляционных материалов.

Предлагаемый способ расчета тепловых потерь позволяет производить уточненную оценку потерь тепловой энергии через теплоизоляционные конструкции, обоснованно выбирать эффективные теплоизоляционные материалы в зависимости от условий эксплуатации оборудования.

Председатель комиссии:

Алешин В.В.

Члены комиссии:

Докукин И.В.

Протазанов Д.И.



Научно-производственное объединение
ВНЕДРЕНИЕ ЭНЕРГОСБЕРЕГАЮЩИХ ТЕХНОЛОГИЙ
634009, Россия, г. Томск, ул. Мельничная, д. 45а

Справка
об использовании результатов научно-исследовательской деятельности
Половникова Вячеслава Юрьевича (Национальный исследовательский Томский
политехнический университет, г. Томск)

Настоящим подтверждается, что

«Программный комплекс по расчету тепловых потерь теплопроводов в условиях увлажнения изоляции» (Свидетельство о государственной регистрации программы для ЭВМ № 2011610727 от 11.01.2011, автор Половников Вячеслав Юрьевич, Национальный исследовательский Томский политехнический университет, г. Томск);

«Программный комплекс по расчету тепловых потерь и температурных полей в зонах прокладки подземных канальных теплопроводов» (Свидетельство о государственной регистрации программы для ЭВМ № 2011610394 от 11.01.2011, автор Половников Вячеслав Юрьевич, Национальный исследовательский Томский политехнический университет, г. Томск);

«Программный комплекс по расчету тепловых режимов резервуаров для хранения криожидкостей» (Свидетельство о государственной регистрации программы для ЭВМ № 2012617905 от 31.08.2012, автор Половников Вячеслав Юрьевич, Национальный исследовательский Томский политехнический университет, г. Томск);

Программа для ЭВМ «Расчет нестационарных тепловых режимов подземных теплопроводов» (Свидетельство о государственной регистрации программы для ЭВМ № 2018618241 от 10.07.2018, автор Половников Вячеслав Юрьевич, Национальный исследовательский Томский политехнический университет, г. Томск);

Программа для ЭВМ «Расчет тепловых потерь теплопроводов, эксплуатируемых без тепловой изоляции» (Свидетельство о государственной регистрации программы для ЭВМ № 2018618243 от 10.07.2018, автор Половников Вячеслав Юрьевич, Национальный исследовательский Томский политехнический университет, г. Томск);

используются в ООО «НПО ВЭСТ» при анализе тепловых режимов и тепловых потерь элементов систем транспортировки, распределения и использования энергии.

Программные комплексы позволяют производить оценку потерь тепловой энергии элементов систем транспортировки, распределения и использования энергии с учетом реальных условий эксплуатации, проводить сравнительный анализ использования различных видов теплоизоляционных материалов и оценивать изменение теплозащитных свойств запроектированного материала в процессе работы систем транспортировки, распределения и использования энергии.

Заместитель директора
НПО «ВЭСТ»

10.06.2019

Усатов Аркадий
Васильевич





Справка

об использовании результатов научно-исследовательской деятельности Половникова Вячеслава Юрьевича (Национальный исследовательский Томский политехнический университет, г. Томск)

Настоящим подтверждается, что

«Программный комплекс по расчету тепловых потерь теплопроводов в условиях увлажнения изоляции» (Свидетельство о государственной регистрации программы для ЭВМ № 2011610727 от 11.01.2011, автор Половников Вячеслав Юрьевич, Национальный исследовательский Томский политехнический университет, г. Томск);

«Программный комплекс по расчету тепловых потерь и температурных полей в зонах прокладки подземных канальных теплопроводов» (Свидетельство о государственной регистрации программы для ЭВМ № 2011610394 от 11.01.2011, автор Половников Вячеслав Юрьевич, Национальный исследовательский Томский политехнический университет, г. Томск);

«Программный комплекс по расчету тепловых режимов резервуаров для хранения криожидкостей» (Свидетельство о государственной регистрации программы для ЭВМ № 2012617905 от 31.08.2012, автор Половников Вячеслав Юрьевич, Национальный исследовательский Томский политехнический университет, г. Томск);

Программа для ЭВМ «Расчет нестационарных тепловых режимов подземных теплопроводов» (Свидетельство о государственной регистрации программы для ЭВМ № 2018618241 от 10.07.2018, автор Половников Вячеслав Юрьевич, Национальный исследовательский Томский политехнический университет, г. Томск);



Программа для ЭВМ «Расчет тепловых потерь теплопроводов, эксплуатируемых без тепловой изоляции» (Свидетельство о государственной регистрации программы для ЭВМ № 2018618243 от 10.07.2018, автор Половников Вячеслав Юрьевич, Национальный исследовательский Томский политехнический университет, г. Томск);

используются в (ООО «ЮгЭнергоИнжиниринг») при анализе тепловых режимов и тепловых потерь элементов систем транспортировки, распределения и использования энергии.

Программные комплексы позволяют производить оценку потерь тепловой энергии элементов систем транспортировки, распределения и использования энергии с учетом реальных условий эксплуатации, проводить сравнительный анализ использования различных видов теплоизоляционных материалов и оценивать изменение теплозащитных свойств запроектированного материала в процессе работы систем транспортировки, распределения и использования энергии.

Директор
ООО «ЮгЭнергоИнжиниринг»



Р.А. Вершинин

15.07.2020г.

Исп. Гутенева А.Н.
Тел.: (861) 273-67-31
e-mail: teplo@powexp.ru

Страница 2 из 2