

Министерство науки и высшего образования Российской Федерации
федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение
высшего образования

«Санкт-Петербургский горный университет»



На правах рукописи

ШИПИКА ЕЛЕНА СЕРГЕЕВНА

**ТЕПЛОФИЗИЧЕСКОЕ ОБОСНОВАНИЕ ПАРАМЕТРОВ СИСТЕМЫ
ПОДОГРЕВА НАРУЖНОГО ВОЗДУХА ДЛЯ УГОЛЬНЫХ ШАХТ НА
ОСНОВЕ ПРИРОДНЫХ ИСТОЧНИКОВ ЭНЕРГИИ**

Специальность 25.00.20 – Геомеханика, разрушение горных пород, рудничная
аэрогазодинамика и горная теплофизика

ДИССЕРТАЦИЯ

на соискание ученой степени

кандидата технических наук

Научный руководитель
доктор технических наук,
профессор С. Г. Гендлер

Санкт-Петербург – 2019

ОГЛАВЛЕНИЕ

ВВЕДЕНИЕ	4
ГЛАВА 1 РЕСУРСЫ ПРИРОДНЫХ ИСТОЧНИКОВ ЭНЕРГИИ, ПЕРСПЕКТИВНЫЕ ДЛЯ ИСПОЛЬЗОВАНИЯ В СИСТЕМАХ ПОДОГРЕВА ШАХТНОГО ВОЗДУХА	10
1.1 Классификация природных источников энергии.....	10
1.2 Классификация систем регулирования теплового режима.....	12
1.3 Системы регулирования теплового режима шахт, рудников и подземных сооружений, использующие природные и вторичные источники энергии.....	21
1.4 Комплексные системы тепло - хладоснабжения горнодобывающих предприятий.....	24
1.5 Выводы по первой главе.....	25
2. ТЕПЛОТЕХНИЧЕСКОЕ ОБОРУДОВАНИЕ, ИСПОЛЬЗУЕМОЕ ДЛЯ ПОДОГРЕВА НАРУЖНОГО ВОЗДУХА НА УГОЛЬНЫХ ШАХТАХ	26
2.1 Калориферы для подогрева воздуха и методика определения их параметров.....	26
2.2 Краткая характеристика тепловых насосов, используемых в системах теплоснабжения угольных шахт.....	34
2.3 Основные положения по выбору параметров тепловых насосов.....	39
2.4 Характеристика газогенераторов для сжигания природного газа и газовых котлов для подогрева воды.....	47
2.5 Выводы по второй главе	52

3. ВЫБОР ПАРАМЕТРОВ СИСТЕМЫ ПОДОГРЕВА НАРУЖНОГО ВОЗДУХА НА ОСНОВЕ ТЕПЛОТЫ ШАХТНОЙ ВОДЫ И ТЕПЛОТЫ, ПОЛУЧАЕМОЙ ПРИ ГОРЕНИИ МЕТАНА, ДРЕНИРУЕМОГО ИЗ РАЗРАБАТЫВАЕМОГО УГОЛЬНОГО ПЛАСТА.....	53
3.1 Термодинамический анализ энергетической эффективности использования теплоты шахтной воды для подогрева наружного воздуха.....	53
3.2 Оценка экономической эффективности тепловых насосов в системах подогрева воздуха при использовании в качестве низкопотенциальной энергии теплоты шахтной воды	58
3.3 Термодинамический анализ энергетической эффективности использования теплоты шахтной воды и теплоты, получаемой при горении метана, дренируемого из разрабатываемого угольного пласта для подогрева наружного воздуха.....	61
3.4 Выводы по третьей главе	65
4. ИССЛЕДОВАНИЕ ПРОЦЕССОВ ТЕПЛОПЕРЕНОСА ПРИ ПОДЗЕМНОМ АККУМУЛИРОВАНИИ ТЕПЛОВОЙ ЭНЕРГИИ В СИСТЕМАХ ПОДОГРЕВА ШАХТНОГО ВОЗДУХА.....	66
4.1. Типы подземных аккумуляторов тепловой энергии.....	66
4.2 Выбор типов и параметров подземных аккумуляторов тепловой энергии.....	79
4.3 Исследование процессов теплопереноса при аккумуляции теплоты в водоносном пласте или искусственно созданной пористой среде.....	83
4.4 Выводы по четвертой главе	93
ЗАКЛЮЧЕНИЕ.....	95
СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ.....	97

ВВЕДЕНИЕ

Актуальность темы исследования. Угольные производства России расположены, в районах с суровым климатом. В зимней период времени холодный период превышает 5 – 7 месяцев. В холодный период времени температура атмосферного воздуха опускается до -15°C – 20°C . В таких условиях подогрев наружного воздуха, приводит к большим затратам энергии (тепловой или электрической), стоимость угля может достигать до 10%. Дополнительным резервом может служить горючий газ (метан), который дренируется из разрабатываемого угольного пласта.

Исследованиям систем подогрева и охлаждения воздуха на основе использования природных и вторичных источников теплоты были посвящены работы Дядькина Ю.Д., Шувалова Ю.В., Гендлера С.Г., Тимофеевского Л.С., Скрипникова В.Б., Левина Л.Ю., Кобылкина С.С., Зайцева А.В. и др. Эти работы посвящены разработке основных принципов создания систем применительно к условиям шахт и рудников в условиях вечной мерзлоты, глубоких рудников Севера, калийных шахт, горных выработок, не связанных с добычей полезных ископаемых.

Вопросы применения теплонаносных технологий для нужд теплоснабжения, в том числе для подогрева наружного воздуха, рассматривались Выборновым Д.В., Закировым Д.Г., Скрипниковым В.Б., Дзино А.А., Малининым О.С. и др. В результате исследований, выполненных этими учеными, была обоснована возможность применения тепловых насосов для регулирования теплового режима сооружений различного назначения.

Вместе с тем, вопросы использования тепловых насосов для повышения температурного потенциала шахтной воды с последующим ее использованием для подогрева наружного воздуха в калориферных установках, в том числе в сочетании с теплоносителем, полученным в газовых котлах за счет сжигания дренируемого из угольного пласта метана, изучены недостаточно.

Таким образом, обоснование целесообразности вовлечения извлекаемой с рабочих горизонтов шахтной воды в процесс подогрева наружного воздуха перед подачей его в выработки, при необходимости, в совокупности с использованием теплотворной способности дренируемого из угольного пласта метана, что дает возможность изменить структуру энергопотребления угольных шахт, является **актуальной научно-технической задачей**.

Цель работы. Оценка энергетической эффективности систем подогрева наружного воздуха угольных шахт на основе теплоты, получаемой от природных источников энергии, извлекаемых при добыче угля.

Идея работы. При выборе параметров системы подогрева наружного воздуха на угольных шахтах следует учитывать потенциальные ресурсы теплоты шахтной воды (горных пород) и теплотворной способности метана при условии использования тепловых насосов и подземных аккумуляторов тепловой энергии.

Основные задачи исследования:

1. Анализ и обобщение литературных данных по системам регулирования теплового режима горнодобывающих предприятий, использующих природные и вторичные источники энергии.

2. Термодинамический анализ использования теплового потенциала шахтной воды в системах подогрева наружного воздуха, включающих тепловые насосы.

3. Экономический анализ эффективности использования тепловых насосов в системах подогрева наружного воздуха.

4. Определение области применения теплоты сжигания метана, дренируемого из разрабатываемых угольных пластов, в качестве дополнительного источника энергии в системах подогрева наружного воздуха.

5. Математическое моделирование процессов теплопереноса при аккумулировании тепловой энергии в пористых структурах естественного или искусственного происхождения.

Защищаемые научные положения:

1. Ресурсный потенциал тепловой энергии шахтной воды для подогрева наружного воздуха определяется ее дебитом, начальной температурой пород на рабочем горизонте, температурой наружного воздуха и его количеством, необходимым для проветривания шахты, а также коэффициентом трансформации теплоты, характеризующим эффективность работы теплового насоса.

2. Дефицит ресурсов тепловой энергии шахтной воды может быть компенсирован повышением температурного потенциала теплоносителя, поступающего в калорифер, в результате нагрева до более высокой температуры части шахтной воды в газовом котле за счет сжигания метана, дренируемого из разрабатываемого пласта.

3. Повышение устойчивости системы подогрева наружного воздуха к возможным изменениям его температуры в течение зимнего периода при одновременном сокращении энергетических затрат может быть достигнута на основе подземных аккумуляторов тепловой энергии, используемых для промежуточного хранения теплоносителя, получаемого при отборе теплоты от шахтной воды и сжигания метана в периоды снижения энергопотребления.

Научная новизна:

1. Установление закономерностей формирования температурных полей в горном массиве при аккумуляции теплоты в периоды с низким энергопотреблением (температура наружного воздуха выше среднего значения, для которого осуществлен выбор параметров системы подогрева) и извлечением тепловой энергии во время дефицита тепловой энергии (температура наружного воздуха ниже среднего значения);

2. Определение рациональной области использования природных источников энергии для подогрева в зимний период времени наружного воздуха, подаваемого в горные выработки.

Теоретическая и практическая значимость работы заключается в обосновании рациональных способов и схем использования шахтной воды и дренируемого метана для подогрева наружного воздуха.

Методы исследований основаны на использовании комплексного метода исследований, включающего термодинамический анализ систем подогрева рудничного воздуха, использующих теплонасосные технологии теплотворной способности дренируемого метана, аналитические методы анализа теплопереноса при подземном аккумулировании тепловой энергии, математическое моделирование процессов теплопереноса и сопоставление его результатов с данными инженерных расчетов, экономические расчеты эффективности использования теплонасосных технологий для подогрева наружного воздуха в зимний период.

Достоверность научных положений, выводов и рекомендаций подтверждается корректной постановкой задач исследования, применением классических методов термодинамики, математической физики и современных достижений вычислительной математики, сопоставимостью результатов аналитических и численных решений, соответствием приведенных результатов данным, полученным другими авторами, технико-экономическими расчетами, апробацией полученных результатов в периодической печати.

Личный вклад автора состоит в постановке цели и задач исследований; сборе и анализе данных ранее проводимых исследований; непосредственном участии в теоретических исследованиях; обобщении и сравнительном анализе полученных результатов; разработке практических рекомендаций.

Реализация результатов работы:

Разработанные способы и устройства для подогрева наружного воздуха планируются для внедрения на предприятиях АО «СУЭК-Кузбасс».

Апробация работы:

Результаты исследований диссертационной работы обсуждались и были одобрены на международных научно-практических конференциях: на ежегодной вузовской научной конференции «Полезные ископаемые России и проблемы их освоения» (СПб, Санкт-Петербургский горный университет, 2016); на ежегодной вузовской научной конференции «Полезные ископаемые России и проблемы их освоение» (СПб, Санкт-Петербургский горный университет, 2017); на Международной научной конференции «Технические и естественные науки» (СПб, «Гуманитарный национальный исследовательский институт», 2017); на ежегодной вузовской научной конференции «Полезные ископаемые России и проблемы их освоения» (СПб, Санкт-Петербургский горный университет, 2018); на Международной научно-практической конференция «Инновации и перспективы развития горного машиностроения и электромеханики: IPDME-2018» (СПб, Санкт-Петербургский горный университет, 2018); на XVI молодежной научно-практической конференции студенческого научного общества «Современные исследования в геологии» (СПб, Санкт-Петербургский государственный университет «Институт наук о Земле», 2018); на ежегодной вузовской научной конференции «Полезные ископаемые России и проблемы их освоения» (СПб, Санкт-Петербургский горный университет, 2019); на Международном молодежном научном форуме «Ломоносов-2019» (Москва, Московский государственный университет имени М.В. Ломоносова, 2019); на XV Международном форуме-конкурсе студентов и молодых ученых «Актуальные проблемы недропользования», (СПб, Санкт-Петербургский горный университет, 2019); на научно-технических советах Санкт-Петербургского горного университета (Санкт-Петербург, с 2015-2018 г.), а также на заседаниях кафедры безопасности производств.

Публикации: Основные результаты диссертационной работы содержатся в 32 печатных работах, в том числе 3 из них в изданиях, рекомендованных ВАК

Минобрнауки России, 1 – в издании, индексированном международной базой данных SCOPUS, получен 1 патент на полезную модель.

Объем и структура работы. Диссертация состоит из введения, 4 глав и заключения, изложенных на 111 страницах текста, содержит 48 рисунков, 5 таблиц и список литературы из 129 наименований.

ГЛАВА 1 РЕСУРСЫ ПРИРОДНЫХ ИСТОЧНИКОВ ЭНЕРГИИ, ПЕРСПЕКТИВНЫЕ ДЛЯ ИСПОЛЬЗОВАНИЯ В СИСТЕМАХ ПОДОГРЕВА ШАХТНОГО ВОЗДУХА

1.1 Классификация природных источников энергии

В настоящее время рациональное использование топливно-энергетических ресурсов на сегодняшний день ограничены. Поэтому население Земли вынуждено переходить на альтернативные виды энергоносителей.

Альтернативой традиционным источникам энергии являются, так называемые, возобновляемые, природные источники, в частности солнечная энергия, атмосферный воздух, и т.д.



Рисунок 1.1 – Классификация природных источников энергии [2]

Накопленный зарубежный опыт относится к использованию природного пара и термальных вод – гидрогеотермальных ресурсов, которые остаются пока наиболее реальной базой развития геотермальной энергетики. Однако крупные

масштабы ее развития в будущем возможны лишь при освоении петрогеотермальных ресурсов, т.е. тепловая энергия будет соответствовать теплотворной способности примерно 1 млн. т нефти [44].

При освоении геотермальных ресурсов доминирующее положение должно занять производство теплоты для нужд промышленного, жилищно-коммунального и сельскохозяйственного теплоснабжения. Это вызвано потребностями народного хозяйства, состоянием топливно-энергетических ресурсов и экономическими показателями добычи теплоты недр. Более 40% энергетических ресурсов страны расходовалось на средне и низкотемпературные процессы, а с учетом потерь их доля в полезно используемой части этих ресурсов возрастала до 57%. Только на теплоснабжение в 1980 г. было израсходовано около 35% потребленного в народном хозяйстве органического топлива.

Геотермальные ресурсы по широте распространения, количественную значению, технологическим особенностям разработки, масштабам и экономике освоение можно довольно условно на гидрогеотермальные (природный пар, пароводяные смеси, термальные воды) и петрогеотермальные (энергия горячих горных пород). Накопленный мировой опыт практически ограничен освоением только гидротермальных ресурсов. Советский союз, занимал 70 – 80 годы XX века одно из ведущих мест в мире по геотермальному теплоснабжению. [42].

Столь малый объем вовлечения этого экологически чистого энергетического ресурса в данную сферу связан как с отсутствием в России качественных конструктивных разработок солнечных водоподогревателей, так и с определенной инертностью подхода к решению этих вопросов при освоении подземного пространства.

Вместе с тем, из целого ряда литературных источников известно, что объемы применения солнечной энергии для целей теплоснабжения жилых и промышленных зданий постоянно возрастают. Причем, несмотря на то, что

имеющиеся в России примеры использования солнечной энергии для теплоснабжения относятся, в основном, к южным районам страны, мировой опыт, и, в частности опыт скандинавских стран, вселяет определенный оптимизм в перспективы применения систем солнечного теплоснабжения в Северных и Северо-западных областях РФ.

Основным элементом системы утилизации солнечной энергии является солнечный водоподогреватель, включающий коллектор (гелиоприемник), бак-аккумулятор, а также устройство для заполнения и регулирования уровня теплоносителя воды в системе. Стандартная секция гелиоприемника представляет собой раму, выполненную из дерева или металла, на которой лежат рифленые металлические листы с полукруглыми канавками, в которых плотно уложены нагревательные трубы, например, диаметром 1/2 дюйма. Между металлическими листами и фанерой, подшитой снизу рамы, заложен слой изоляции. Рамы устанавливают скатом на юг. При помощи тройников и циркуляционных труб коллекторы соединяют с баком-аккумулятором. Принцип работы солнечного водонагревателя основан на термосифонной циркуляции. Холодная вода, поступающая из нижней части бака-аккумулятора, вытесняет горячую воду, нагреваемую в коллекторе, которая попадает в верхнюю часть бака-аккумулятора, постепенно заполняя его. В том случае, если бак-аккумулятор расположен ниже уровня коллектора (например, углублен в землю), то циркуляция должна осуществляться при помощи насосов.

1.2 Классификация систем регулирования теплового режима

Многочисленными исследованиями установлена зависимости физических свойств пород и флюидов от напряженности соответствующего поля [10].

Под регулированием теплового режима шахты (рудника) понимается комплекс различного рода физических воздействий на рудничный воздух (т.е. его тепловое кондиционирование), а также непосредственно на прилегающий к выработкам угольный, рудный, породный или закладочный массив [12].

Тепловым режимом шахты или рудника называется количественная характеристика изменений тепловых параметров рудничного воздуха в сети горных выработках, температуры окружающих их пород и добытого ископаемого, а также колебаний этих параметров в течение года. К тепловым параметрам воздуха относятся его температура t , относительная влажность φ , влагосодержание d и энтальпия i . Изменение по длине вентиляционного пути l и колебания по времени τ лишь одного из этих параметров $t(l, \tau)$ характеризует на тепловой, а температурный режим горных выработок.

Тепловой режим шахты или рудника в значительной мере отражает колебания параметров $t(o, \tau)$ и $\varphi(o, \tau)$ в начале вентиляционного пути, а при отсутствии калориферных и воздухоохладительных установок – параметров $t_0(\tau)$ и $\varphi_0(\tau)$ атмосферы. При изменении средней годовой температуры t'_0 от 10 °С в южных районах до – 17 °С в центральной Якутии размах годовых температурных колебаний почти на всей территории страны превышает 50°С, достигая в той же Якутии 80 – 90 °С. Значение φ'_0 (в долях единиц) составляет 0,3 – 0,4 высокогорных и пустынных южных районах; 0,5 – 0,6 в средней полосе и возрастают до 0,85 на севере Сибири. Относительная влажность атмосферы $\varphi_0(\tau)$ в зимний период обычно выше, чем летом.

При движении по сети горных выработок тепловые параметры воздуха изменяются, а годовые колебания $t(l, \tau)$ и $\varphi(l, \tau)$ затухают под влиянием процессов рудничного тепло и массообмена. На сравнительно мелких горных предприятиях при значительной длине вентиляционного пути l и малом расходе воздуха G уровень t и φ в выработках добычных участков сохраняется практически постоянным в течении всего года. Однако в условиях современных шахт и рудников годовые температурные колебания даже в очистных выработках достигают 2 – 4 °С и более.

При небольшой глубине горных работ воздух нагревается в подземных выработках зимой и охлаждается летом. Это особенно характерно для разработки месторождений в зоне вечной мерзлоты без применения

калориферных установок. В глубоких шахтах и рудниках или при горных работах в районах положительных геотермо-аномалий, когда температура породного массива $T > t(0, \tau)$, происходит нагревание воздуха в подземных выработках.

Приращение t по длине вентиляционного пути является максимальным в зимнее месяцы, достигая 25 – 30 °С при разработке глубоких горизонтов и 40 – 45°С на некоторых северных рудниках, работающих без калориферов. Наиболее высокая температура воздуха в забоях (до 30 – 32 °С) зафиксирована в глубоких шахтах Донбасса, а наиболее низкая (до – 10 °С) – на рудниках Севера.

Годовые колебания относительной влажности воздуха, как правило, затухают уже в стволах или штольнях, а на рабочих горизонтах наблюдается более или менее равномерное повышение $\varphi(l, \tau)$ от 0,7– 0,8 до 0,95– 1,0 к концу очистных выработок. Исключение составляют рудники с весьма сухими выработками в плотных (дефицит влаги) или гигроскопичных (например, соляных) породах, в которых при повышении t влагосодержание воздуха d остается постоянным или даже падает, а вместо роста $\varphi(l, \tau)$ наблюдается ее снижение на рабочих горизонтах.

Нетрудно подсчитать, что в условиях современной глубокой шахты при повышении уровня t , φ , d , и i по длине вентиляционного пути каждые 100 м³/с расхода рудничного воздуха выносят из подземных выработок за сутки примерно 20 млн. ккал тепла (эквивалентная мощность около 1000 кВт) и 20 т влаги.

Увеличение времени эксплуатации выработок, изменение их протяженности, интенсивности проветривания, глубины горных работ и других горнотехнических условий влекут за собой соответствующие изменения теплового режима шахты или рудника. Уровень, темпы изменения и пределы колебаний тепловых параметров рудничного воздуха зависит также от геотермических условий, гидрогеологического режима, физических свойств

пород и многих других факторов, определяющих интенсивность и взаимосвязь теплообменных, массообменных процессов и различных источников тепла в горных выработках.

Наиболее благоприятно освоенных в промышленном отношении, имеющих значительный параметрический ряд по мощности и являющихся базовыми при оценке других способов и средств. Приведенные затраты на получение тепла и холода в теплотехнических системах регулирования сопоставимы и в различных районах страны изменяются от 1,5 до 5,0 руб. на 1 ГДж.

Проблема экономии и сбережения невозобновляемых энергоресурсов, остро стоящая перед всеми странами мира в связи с исчерпанием запасов, удорожанием добычи и отрицательным воздействием при использовании многих из них на окружающую среду, остро поставила вопрос о необходимости интенсивного развития исследований по созданию способов извлечения и использования нетрадиционных возобновляемых и вторичных ресурсов, особенно тепловых, среди которых наиболее значительными и перспективными считаются: солнечная энергия, геотермальная энергия, тепловая энергия гидросферы и атмосферы, вторичные тепловые ресурсы предприятий [11].

Горнодобывающие предприятия России в последнее время достигло по масштабам добычи, энерговооруженности и технической оснащенности уровня передовых угольных шахт и рудников. Они характеризуются объемами добычи в несколько миллионов кубометров в год, общей мощностью энергоприемников до 20 – 30 мВт, среди которых выделяются крупные энергопотребители поверхностного комплекса: компрессорные производительностью более 2000 – 5000 м³/мин, вентиляторные установки, обеспечивающие подачу воздуха в выработки более 1 млн м³/ч, калориферные установки тепловой мощностью 20 – 30 мВт; в горных выработках мощностью энергоприемников составляет 20 – 50 кВт на 1 км пути, а в забоях – 150 – 800 кВт.

Менее стабильными и локальными следует считать поверхностные и подземные воды, а также солнечное излучение. Предлагаемые методики количественной оценки ресурсов, базирующиеся на определении разности энтальпии источника и потребителя, характеризующего уровень срабатывания потенциала, позволяют выявить возможности получения тепла и холода для обеспечения систем регулирования теплового режима конкретного горного предприятия [11].

Использование всех имеющихся в рамках горного предприятия Севера природных и вторичных ресурсов тепла и холода для регулирования теплового режима горных выработок возможно осуществить на основе блоковой компоновки сбалансированных между собой элементов системы комплексного тепло-хладоснабжения с последовательным повышением потенциала тепло-хладоносителя и компенсацией его сезонного дефицита за счет накопления в породных аккумуляторах тепловой энергии.

Системой регулирования теплового режима шахты и рудника называется комплекс технических средств, обеспечивающих заданный уровень параметров микроклимата подземных выработок и исключающих вредное влияние тепло и массообменных процессов на безопасность и эффективность горных работ.

Основными элементами таких систем являются:

а) установки для генерации тепла и холода или получения природных теплоносителей и холодоносителей;

б) средства доставки теплоносителей или холодоносителей к теплообменникам и их возвращение к генераторам (трубопроводы, насосы и т.п.);

в) теплообменные аппараты и устройства для нагревания или охлаждения рудничного воздуха или породного массива;

г) сооружения и устройства для сбора в окружающую среду низкопотенциального тепла, образующегося при производстве холода или охлаждения рудничного воздуха и породного массива;

д) средства контроля и регулирование режима работы элементов систем и их защиты от вредных воздействий и аварий.

Системы регулирования теплового режима подземных выработок можно разделить на две неравные группы: с тепловым воздействием на породный массив и непосредственно на рудничный воздух [12].

Особое место занимают системы индивидуального охлаждения (обогрева) подземных рабочих для обеспечения их терморегуляции [13].

Определение параметров солнечного водонагревателя сводится к нахождению количества теплоносителя, нагреваемого в единицу времени одним m^2 установки w_T ($m^3/m^2ч$). Это положения сводятся к определению значения w в зависимости от интенсивностей прямой и рассеянной (диффузионной) солнечной радиации, угла наклона гелиоприемника относительно поверхности, перпендикулярной падению солнечных лучей, потерь энергии в процессе эксплуатации гелиоприемника, а также от его технического состояния (качество поверхности стекол, их количество, конструкция переплета рамы и т.п.). При этом, поскольку величина интенсивности солнечной радиации является функцией широты местности и времени суток, то и w зависит как от времени, так и от климатических условий района расположения системы утилизации энергии.

Оценки, выполненные по вышеупомянутой методике, позволили показать, что при расположении гелиоприемника на широте 45° , углу его наклона к горизонту, соответствующему широте, углу склонения солнца 13° и перепаду температур между входом и выходом $35^\circ C$ ($t_{вх} = 20^\circ C$, $t_{вых} = 55^\circ C$) величина w_T изменяется в зависимости от времени суток и конструктивных особенностей гелиоприемника в диапазоне $4,15 \cdot 10^{-3} \div 8,25 \cdot 10^{-3} m^3/m^2$.

При расположении гелиоприемника на различных широтах удельное количество подогреваемой воды изменяется от $9,38 \cdot 10^{-3} m^3/m^2ч$ на юге до $6,25 \cdot 10^{-3} m^3/m^2ч$ в более высоких широтах (таблица 1).

Таблица 1 – Значения w_T в зависимости от широты

Широта, °	40	45	50	60
$w_T \cdot 10^3, (M^3/M^2 \cdot \text{ч})$	9.38	8.25	6.875	6.25

Для проверки основных положений данной методики на полигоне Горного университета, расположенном в г. Выборге, были осуществлены эксперименты по утилизации солнечной энергии. В качестве гелиоприемника при этом использован солнечный коллектор Братского завода (ТУ21-26-322-88) [89].

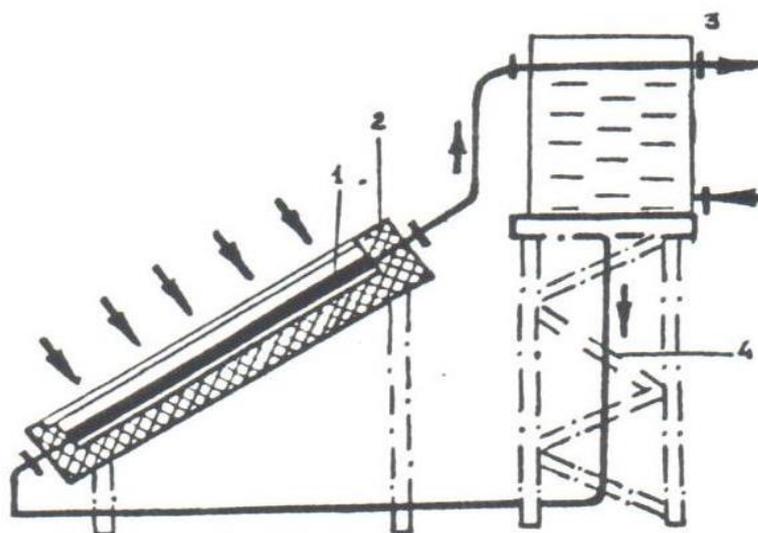


Рисунок 1.2 – Сечение солнечного водонагревателя

1 – гелиокотел; 2 – теплоизоляция; 3 – бак-аккумулятор; 4 – опорная конструкция; 5 – системы заполнения и регулирования уровня.

Принципиальные схемы экспериментальных установок представлены на рисунках 1.3 (а, б). Во всех случаях число солнечных коллекторов (гелиоприемников) оставалось постоянным и равным 9 с суммарной поверхностью $6,3 \text{ м}^2$.

Экспериментальная установка на рисунке 1.3 (а) предназначалась для изучения характеристик работы солнечных коллекторов в режиме естественной циркуляции. Этот режим обеспечивается за счет разности напоров горячего и

холодного столбов воды, высота которых определяется высотой установки емкости с водой 2 над поверхностью земли (место входа холодной воды в солнечный коллектор). В начальный момент емкость заполнялась водой с температурой 15 – 20°C, после чего ее нижняя часть подключалась к входу в солнечный коллектор, а верхняя – к ее выходу.

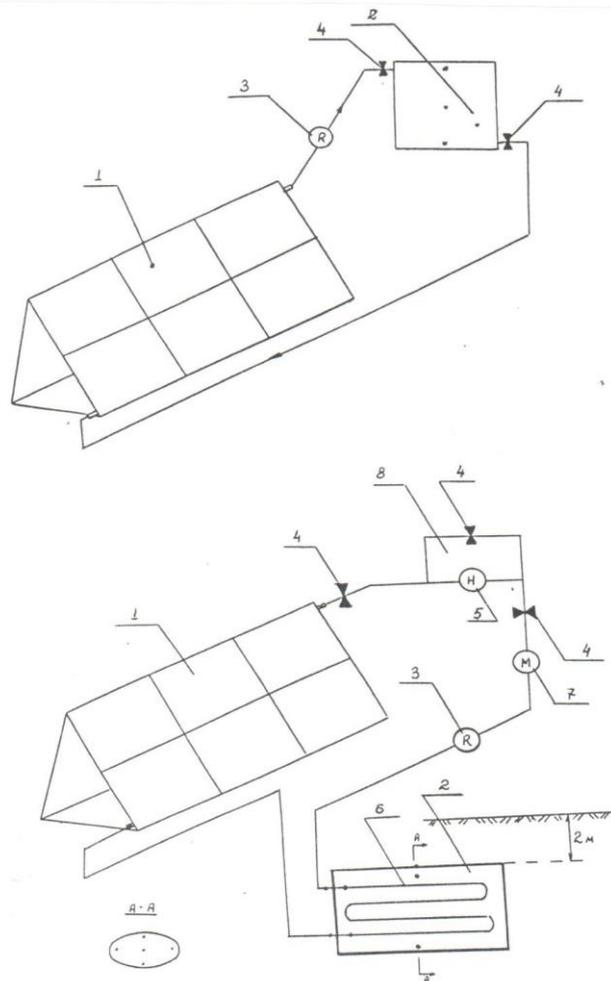


Рисунок 1.3 (а, б) – Схемы экспериментальных установок для изучения работы солнечных водоподогревателей в режиме естественной (а) и вынужденной (б) циркуляции: 1 - гелиокотел; 2 - емкость с водой; 3 - ротаметр; 4 - вентили; 5 - насос; 6 - теплообменник; 7 - манометр; 8 - байпас (точками показаны места установки термопар)

Экспериментальная установка на рисунок 1.3 (б) отличалась от первой наличием насоса 4, обеспечивающего циркуляцию теплоносителя с заданным

расходом через солнечный коллектор 1, систему соединительных трубопроводов и подземный бак-аккумулятор 2.

Результаты измерений в виде графических зависимостей приращения температуры воды в гелиоприемниках от времени суток и ее расхода представлены на рисунке 1.4.

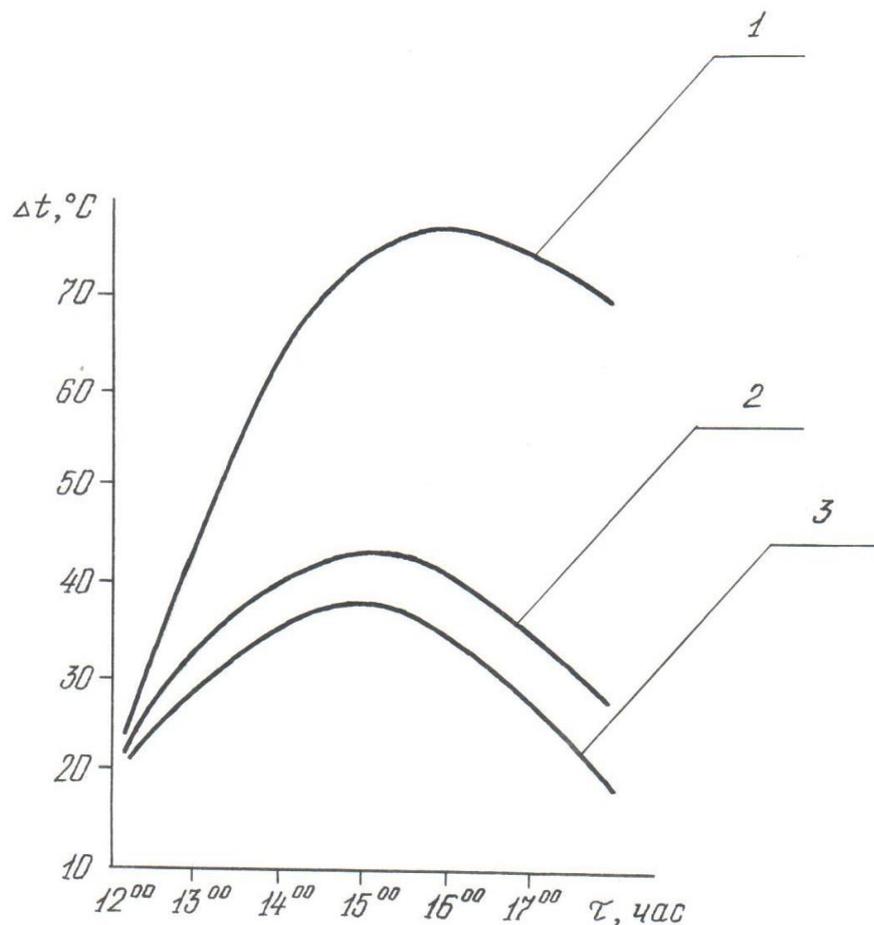


Рисунок 1.4 - Приращение температуры в гелиоприемнике в зависимости от времени суток и расхода воды.

Кривые 1, 2, 3 соответствуют расходам воды 0,036 м³/ч (режим естественной циркуляции), 0,1 м³/ч, 0,137 м³/ч.

Из анализа этих данных следует, что по сравнению с температурой, характеризующей режим самопроизвольной циркуляции (кривая 1), повышение

расхода воды, циркулирующей через гелиоприемник, приводит к снижению приращения температуры при ее количестве $0,1 \text{ м}^3/\text{ч}$ и $0,137 \text{ м}^3/\text{ч}$ соответственно на 35°C и 40°C . Кроме того, время достижения максимума температуры при насосной циркуляции сдвигается с 16 до 15 часов дня. Количество воды, нагреваемое в единицу времени 1 м^2 поверхности гелиоприемника соответствовало расчетным значениям для данных климатических условий и составляло при естественной конвекции $5,7 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3/\text{м}^2\text{ч}$. В случае же вынужденной циркуляции величина w_T повышалась до $15,8 - 21,7 \text{ м}^3/\text{м}^2\text{ч}$. Значительное влияние на приращение температуры оказывало наличие облачности. Так, относительно значений Δt , указанных на рисунке 1.4 и полученных в солнечные часы (температура на солнце $26 - 28^\circ\text{C}$, температура в тени $22 - 24^\circ\text{C}$), в пасмурные дни приращение температуры уменьшалось на $10 - 15^\circ\text{C}$.

При известном значении w_T суммарная поверхность гелиоприемников найдется как частное от деления необходимого количества подогреваемой воды на величину w_T .

1.3 Системы регулирования теплового режима шахт, рудников и подземных сооружений, использующие природные и вторичные источники энергии

Тепловая энергия является наиболее важной для развития биологических процессов и жизнедеятельности человека в частности. В нее в соответствии с первым законом термодинамики трансформируется большая часть потребляемой и выделяемой энергии всех видов. Она же является переходной степенью гигантского по своим масштабам космического теплообмена Земли с окружающим пространством и Солнцем.

Источники и ресурсы энергии по своей природе в соответствии с принятыми классификациями [14, 15, 16] можно разделить на первичные и вторичные.

Первичные ресурсы включают в себя возобновляемые, получаемые от постоянно или периодически энергию, и невозобновляемые, заключенные в газообразных, жидких и твердых первичных природных средах, находящихся в недрах Земли (радиоактивные вещества, природный газ, нефть, твердое топливо).

Вторичные ресурсы разделяют на горючие, тепловые и избыточного давления. К горючим относят энергию отходов технологических процессов химической и термохимической переработки углеродистого или углеводородистого сырья, а также других химических веществ, пригодных для последующего сжигания и получения энергии. Тепловыми энергоресурсами являются физическое тепло газообразных, жидких и твердых технологических веществ, промежуточной продукции, отходов основного производства, аппаратов и устройств. К энергоресурсам избыточного давления относят потери потенциальной энергии газов и жидкостей в технологических процессах производства [11].

Количественные оценки энергоресурсов дают широкий диапазон значений их отдельных видов [16,17,18,19,20,21]. В большей мере, это относится к возобновляемым энергоресурсам, оценки которых являются весьма приближенными и зависят от принятого уровня отсчета потенциала, методики расчета и категории принятых к учету запасов.

Ресурсы солнечной энергии оцениваются исходя из общих значений энергетического потока, тем не менее, экономически целесообразным считается критическое значение солнечной радиации порядка 419 Вт/м^2 при времени ее действия в течении суток не менее 6 ч [22].

Коэффициент использования солнечной энергии в гелиоустановках, как правило, не превышает 0,4 – 0,6 [15].

Часть солнечной энергии, аккумулированная гидросферой, способствует возникновению в водоемах прямой температурой стратификации, в рамках которой разграничиваются три области:

Верхняя (эпилимнион) средняя, с наиболее резким изменением температур (металимнион) и нижняя – медленного понижения температуры (гиполимнион). В целом распределение водных масс океанов и морей по температуре характеризуется следующими показателями. Более 75% вод имеют температуру ниже 4 °С, 20% – не выше 10 °С. Средняя температура составляет 3,52 °С (от 3,5 до 4,2 °С).

Оценки ресурсов солнечной энергии, аккумулированной гидросферой, а также верхним слоем литосферы, базируются на ее количестве, поступающем к поверхности данной среды, с учетом отраженной и затраченной на испарение с поверхности. Локальные оценки могут быть выполнены на основе изучения температурного режима водоемов или верхнего слоя литосферы – гелиотермозоны и определения суммарного изменения энтальпии массы вещества в течении теплового и холодного периодов либо по отношению к стабильному значению более глубокого слоя. Подобным образом определяются, например, запасы тепловой энергии поверхностного слоя воды океанов тропических и средних широт [15], имеющих температуру 18 – 25 °С, в то время как температура более глубоких слоев равна 4°С. По данным проектных проработок коэффициент использования запасов тепловой энергии вод океанов не превышает 0,5 – 0,6.

Оценка ресурсов тепловой энергии на основе разности энтальпий вещества, аккумулирующего ее, широко применяется в большинстве случаев как для первичных, так и для вторичных источников.

Вторичные тепловые ресурсы в глобальных масштабах оцениваются по суммарному энергопотреблению, так как по балансовым расчетам специалистов основная часть потребляемых видов энергии преобразуется в тепловую и отводится в окружающую среду [16]. В данном случае окружающая среда также характеризует уровень срабатывания потенциала вторичных тепловых ресурсов. Это еще более явно выражается при

детальной количественной оценке выработки вторичных энергетических ресурсов в целом и тепловых в частности [15,16].

1.4 Комплексные системы тепло – хладоснабжения горнодобывающих предприятий

Использование первичных и вторичных тепловых ресурсов горных предприятий позволяет существенно упростить системы регулирования при значительной экономии дефицитных видов энергии. Этому благоприятствуют сравнительно низкие потенциалы источников (от -20 до $+130$ °С) и относительно узкий диапазон пределов регулирования (от -10 или $+2$ до $+26$ °С). В то же время значительные массы регулируемого объекта (воздуха) требуют больших расходов энергии на тепловую обработку, достигающих $(30 - 60) \cdot 10^6$ кВт·ч/г.

В горнодобывающей промышленности накоплен богатый опыт использования прямой и аккумулированной солнечной энергии для оттаивания при разработке месторождений в области многолетней мерзлоты. Так, если тепловая энергия солнечного излучения используется в промышленности, сельском хозяйстве и даже создана отрасль – гелиоэнергетика [15,16], то ее применение для регулирования теплового режима шахт и рудников ограничилось лишь опытной моделью [22].

Извлечение тепловой энергии горных пород глубоких горизонтов применительно к угольным шахтам было начато в СССР Ленинградским горным институтом и Стахановским филиалом Коммунарского горно-металлургического института [23]. Позже эта задача решалась в условиях глубоких рудников Норильска [24,25], а также горных предприятий [26].

Испытанный вариант системы регулирования на угольной шахте предусматривал отвод части тепла холодоносителем (водой) от угольного пласта и породного массива с целью улучшения условий в забоях и снижения затрат на охлаждение воздуха. Расчетный экономический эффект от его внедрения на шахте составил более 600 тыс. руб. в год. Еще более значителен

экономический эффект для высокотемпературных горизонтов. Так, для условий рудника «Эрма-река» (НРБ), где температура пород 75 – 90 °С, применение подобной системы по предварительным данным обеспечит снижение удельных затрат в сравнении с охлаждением воздуха на базе холодильной техники на 3 – 9 руб.

Тепловая энергия, полученная холодоносителем при отводе избыточного тепла пород, так же, как и при отводе термальных вод при осушении шахтных полей, не применяется. Это связано со значительными затратами использования низкопотенциального тепла, обусловленными сложностью очистки шахтных вод и повышения их потенциала. По этой же причине недостаточно используются горные породы и шахтные воды как холодный источник для отвода тепла конденсации холодильных установок, хотя по этим вопросам имеется много вариантов и предложений [27,28,29].

1.5 Выводы по первой главе

По результатам обзора и анализа научно-технической информации, представленного в главе 1, можно сделать следующие выводы:

1. Ресурсы теплоты и холода при использовании природных и вторичных источников энергии способны удовлетворить потребности, связанные с работой систем регулирования теплового режима.

2. Шахтную воду из системы водоотлив следует считать перспективным природным источником энергии для использования в системах регулирования теплового режима угольных шахт.

ГЛАВА 2 ТЕПЛОТЕХНИЧЕСКОЕ ОБОРУДОВАНИЕ, ИСПОЛЬЗУЕМОЕ ДЛЯ ПОДОГРЕВА НАРУЖНОГО ВОЗДУХА НА УГОЛЬНЫХ ШАХТАХ

2.1 Калориферы для подогрева воздуха и методика определения их параметров

Воздухонагревательная установка представляет собой совокупность оборудования, устройств, регулирующей и контрольно-измерительной аппаратуры, предназначенных для нагрева поступающего в шахту воздуха, которые могут быть как безвентиляторные (рисунок 2.1 и 2.2), так и в комплексе с вентиляторами (рисунок 2.3). Выбор безвентиляторной или вентиляторной воздухонагревательной установки производится с учетом возможности обеспечения общешахтной депрессии.

На период эксплуатации шахты при стволах и штольнях с поступающей струей воздуха должны быть воздухонагревательные установки, обеспечивающие поддержание температуры воздуха не менее $+2\text{ }^{\circ}\text{C}$ в 5 м от сопряжения канала воздухонагревателя со стволом (штольной) по ходу поступающей струи воздуха. Для шахт, расположенных в зонах многолетней мерзлоты, температура воздуха в этих местах устанавливается технически директором производственного объединения (главным инженером комбината, треста) по согласованию с управлением округа госгортехнадзора и технической инспекцией труда.

Калориферные установки являются одним из основных объектов поверхностного комплекса, обеспечивающих надежную работу шахт в зимних условиях. Например, в Донецком угольном бассейне распространены калориферные установки, оборудованные нагнетательными вентиляторами. В этих установках часть вентиляционного воздуха нагревается до температуры $50 - 70\text{ }^{\circ}\text{C}$ и нагнетается вентиляторами в ствол, где нагретый воздух смешивается с поступающим через надшахтное здание холодным воздухом.

На примере шахт Донбасса можно показать, сколь велики расходы тепловой энергии на подогрев поступающего в шахты воздуха. Расход воздуха,

подаваемого в воздухоподающий ствол шахты, колеблется в пределах 300 – 360 м³/с.

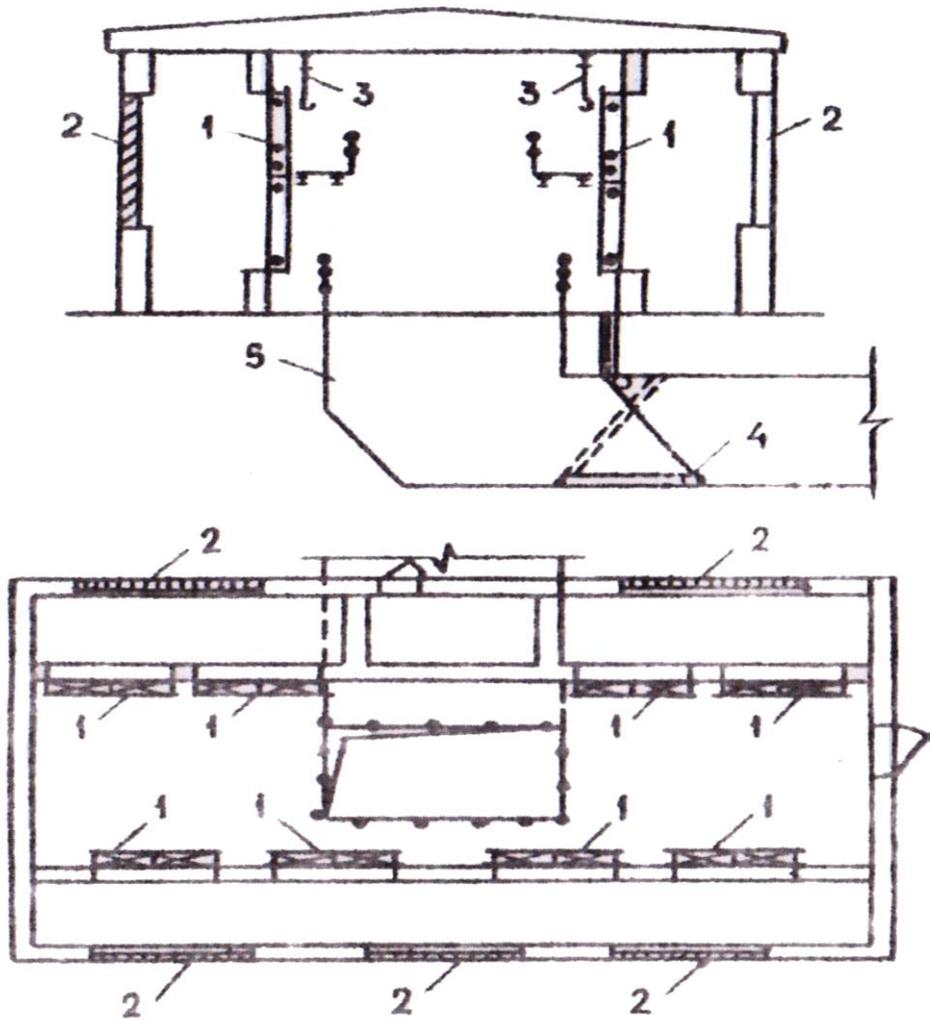


Рисунок 2.1 – Схема воздухонагревательной установки при регулировании теплопроизводительности путем изменения расхода теплоносителя: 1 – группа воздухонагревателей; 2 – жалюзийные решетки (неподвижные); 3 – таль; 4 – ляда для перекрытия канала при ремонте; 5 – канал

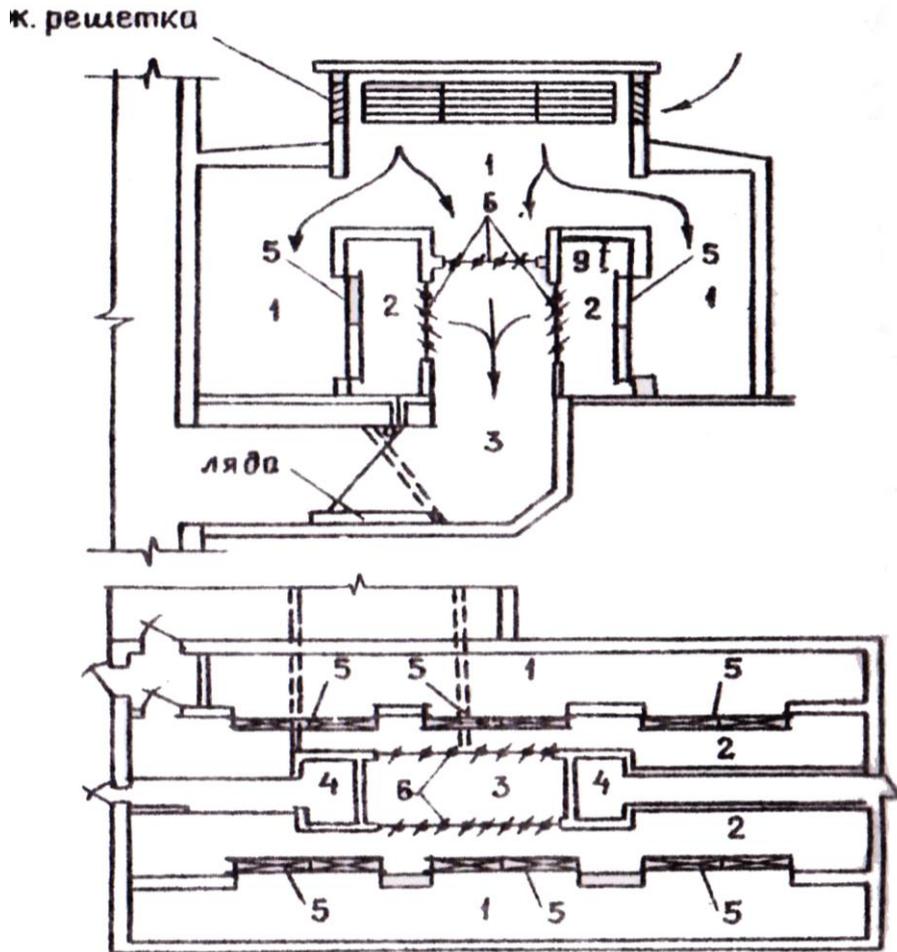


Рисунок 2.2 – Схема воздухонагревательной установки при регулировании теплопроизводительности смешиванием холодного и подогретого воздуха: 1 – канал холодного воздуха; 2 – камера подогретого воздуха; 3 – канал; 4 – камера КИПа; 5 – группа воздухонагревателей; 6 – многостворчатый регулирующий клапан

При минимальной расчетной температуре наружного воздуха до $\theta_H - 37^\circ\text{C}$ для нагрева воздуха, подаваемого в ствол шахты, расходуется 16240-20720 МВт тепла, что соответствует 40 – 60 % мощности шахтной котельной и связано с расходом 3,0 – 4,0 тыс. т угля за отопительный сезон.

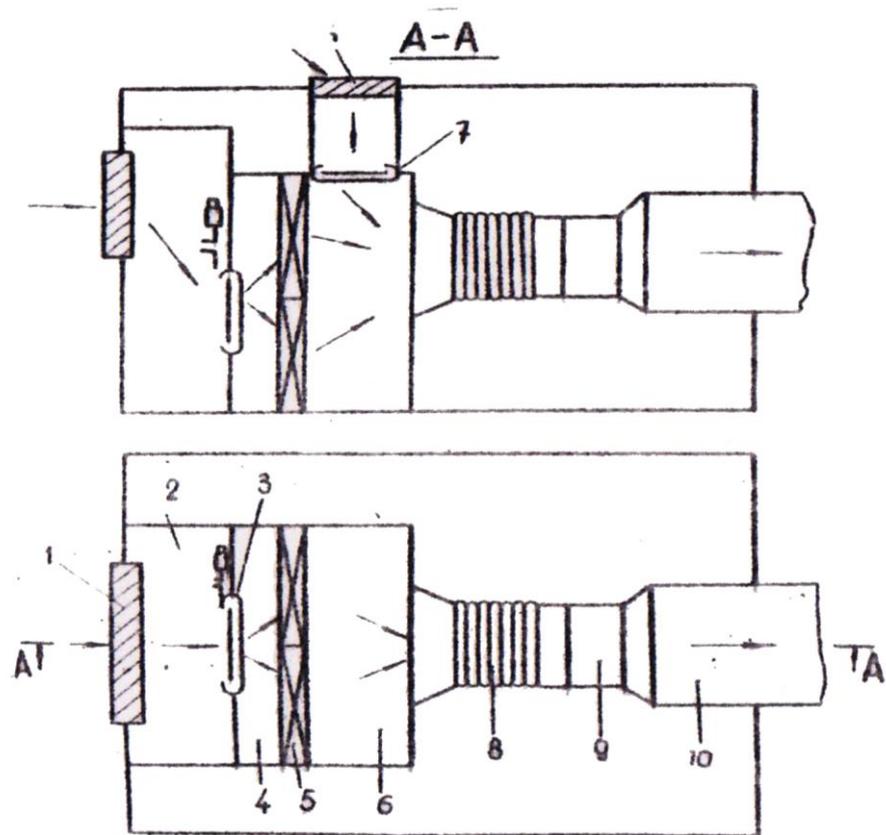


Рисунок 2.3 – Схема вентиляторно-воздухонагревательной установки: 1 – жалюзные решетки; 2 – камера воздухосборная; 3 – заслонка с электропроводом; 4 – секция приемная; 5 – секция воздухонагревателя; 6 – секция смешивания нагретого и холодного воздуха; 7 – заслонка с ручным приводом; 8 – вставка гибкая; 9 – вентилятор для проветривания ствола; 10 – вентиляционный трубопровод

Расход тепла в калориферной установке шахты для шахт Донбасса представлен в таблице 2.

Данные в таблицы 2 показывают, что часть времени калориферная установка на шахтах этого района работает при температуре наружного воздуха до $\theta_0 = -15^\circ\text{C}$, что соответствует тепловой мощности установки 8,5 МВт [39].

Таблица 2 – Расход тепла на обогрев шахтного ствола средней по расходу воздуха шахты, расположенной в Центральном районе Донбасса

Температура наружного воздуха, °С	0	-5	-10	-15	-20	-25	-30	-35	-37
Продолжительность периода, ч	1573	517	286	98	50	12	3	3	1-2
Тепловая мощность, МВт	1	3,5	6	8,5	1	13,6	16,1	18,6	19,6

На шахтах Донбасса трубопроводы сжатого воздуха, расположенные в воздухоподающих стволах, выделяют от 0,23 до 1,75 МВт тепла, нагревая воздух на 4 – 11 °С [39]:

1. Естественный холод атмосферного воздуха успешно используется в системах кондиционирования воздуха глубоких шахт. В зимний период в качестве промежуточного холодоносителя вместо рассола используется вода.

Охлаждение ее производится в градирне, где обычно в летний период охлаждается конденсаторная вода компрессора. Это позволяет в зимний период осуществлять подачу промежуточного холодоносителя непосредственно в теплообменник высокого давления, минуя холодильный агрегат, который в этот период не работает.

2. Для новых шахт и при их техническом перевооружении проектирование воздухонагревательных установок должно исходить из следующих условий. Суммарная депрессия безвентиляторных воздухонагревателей и канала от места направления воздуха до входа его в ствол должна приниматься из условий обеспечения герметизации и простоты строительных конструкций надшахтного здания и не должна превышать 20 – 35 даПа.

3. Параметры воздухонагревательной установки следует определять, исходя из необходимости подогрева до требуемой ПБ температуры максимального расхода воздуха, подаваемого по стволу, при температуре наружного воздуха наиболее холодных суток, установленной для района расположения шахты главой СНиП 2.1.01 – 82 «Строительная климатология и геофизика».

Для шахт, расположенных в зонах вечной мерзлоты, в период положительных температур наружного воздуха должна обеспечиваться температура воздуха в стволе, исключающая его обмерзание. Соответствующие расчеты следует производить на основе данных бассейновых НИИ.

4. Безвентиляторные воздухонагревательные установки следует размещать в блоке надшахтного здания допускается размещать в отдельно стоящем здании. Воздухонагревательные установки в комплексе с вентиляторами при невозможности их размещения в блоке надшахтного здания допускается размещать в отдельно стоящем здании.

При размещении безвентиляторных воздухонагревательных установок в надшахтном здании в период наружных минусовых температур оно должно быть герметизировано для предотвращения поступления через здание в ствол (штольню) холодного воздуха и иметь тамбур-шлюз с блокировкой, исключающей одновременное открывание ворот. Для подогрева холодного воздуха, поступающего через неплотности ворот, следует предусматривать воздушно-тепловые завесы, устанавливаемые, как правило, у внутренних ворот. Часть подогреваемого воздуха (не более 5 – 10% общего расхода воздуха, подаваемого в шахту) из воздухонагревательной установки через дроссельный клапан по воздуховоду должна подаваться в копер для его обогрева.

В районах севера для предотвращения забивания снегом жалюзийные решетки узлов воздухозабора должны располагаться в зоне, защищенной от снега, ограждаться ветроотбойными щитами, иметь живое сечение не менее

80% при расчетной скорости не выше 4 м/с и утепленный клапан непосредственно после жалюзийных решеток.

5. При реверсировании поступающей в ствол воздушной струи выход шахтного воздуха из ствола осуществляется через надшахтное здание при открытых воротах и перекрытом канале воздухонагревательной установки.

6. Для строящихся воздухонагревательных установок в качестве теплоносителя должна применяться высокотемпературная вода. На реконструированных воздухонагревательных установках допускается в качестве теплоносителя применять насыщенный пар, что должно быть обосновано технико-экономическим расчетом.

7. Конструкция воздухонагревательной установки должна обеспечить возможность производства сварочных работ во время ремонта (исключить возможность попадания огня и дыма в шахту). Для производства ремонтных и профилактических работ следует предусматривать подъемно-транспортные средства (блоки, тали, монорельсы), а также подачу сжатого воздуха или установку поливочных кранов для очистки наружных поверхностей воздухонагревателей от пыли. В летний период подачу воздуха в ствол допускается предусматривать через надшахтное здание при открытых воротах.

8. Для воздухонагревательных установок должны применяться только стандартные воздухонагреватели (ГОСТ 7201-80).

9. Воздуонагревательная установка должна быть оборудована противопожарными средствами для изоляции от ствола.

10. Каждая воздухонагревательная установка должна состоять не менее чем из двух секций, работающих совместно или самостоятельно. При использовании в качестве греющего теплоносителя высокотемпературной воды допускается применять одноходовые и многоходовые воздухонагреватели.

Одноходовые воздухонагреватели допускается устанавливать как вертикально, так и горизонтально. Многоходовые воздухонагреватели следует

устанавливать так, чтобы трубки воздухонагревателей находились в горизонтальном положении.

Потери давления воды в воздухонагревателях не должны превышать 40% давления на вводе в воздухонагревательную установку. Если потери давления превышают эту величину, то воздухонагреватели следует разделять на группы. Группы должны быть соединены по теплоносителю параллельно, а воздухонагреватели, входящие в их состав, – последовательно. Если потери давления менее 40%, возможны любые варианты компоновки.

Скорость движения воды в трубках отдельных воздухонагревателей должна быть в пределах 0,3 – 0,8 м/с.

Давление воды в любой точке гидравлического тракта воздухонагревательной установки принимается согласно технической характеристики по условию механической прочности воздухонагревателей и не менее 0,1 МПа.

Расчетная величина массовой скорости воздуха во фронтальном сечении воздухонагревателя должна быть в пределах 3,6 – 5,0 кг/м², а расчетная скорость воздушной струи в проемах на входе холодного воздуха в воздухонагревательную установку должна быть в пределах 3 – 4 м/с.

При теплоносителе (паре) следует применять только одноходовые воздухонагреватели. Устанавливаться воздухонагреватели должны как вертикально, так и горизонтально. Соединение воздухонагревателей необходимо предусматривать параллельно. Следует, как правило, применять однорядное расположение воздухонагревателей по течению воздушной струи.

11. Подачу теплоносителя в воздухонагревательную установку площади флангового ствола следует предусматривать от отдельной группы водонагревателей, расположенной в котельной основной площадки. При этом все потребители тепла на площадке флангового вола допускается присоединять к трубопроводам теплоснабжения воздухонагревательной установки. Подача тепла в воздухонагревательную установку, к зданиям и сооружениям основной

промплощадки предусматривается от одной общей группы водонагревателей по отдельным теплопроводам. В процессе эксплуатации воздухонагревательной установки перерывы в подаче тепла не допускаются.

12. Для обеспечения технологической надежности должны быть предусмотрены резервные группы воздухонагревателей, снабженный соответствующей арматурой для оперативного подключения в схему гидравлического тракта. Площади поверхности теплообмена воздухонагревателей необходимо принимать с резервом 10 – 20%.

13. Воздухонагревательные установки должны иметь средства для защиты теплообменных аппаратов от замерзания в них воды в аварийных ситуациях.

14. Холодный воздух в здании воздухонагревательной установки должен поступать через проемы, расположенные в стенах здания на высоте не менее 2,0 м от уровня земли.

15. Конструкция воздушного тракта должна обеспечить одинаковые расходы воздуха через блоки воздухонагревателей и отдельные воздухонагреватели внутри блоков. Степень неравномерности нагрузки колонн воздухонагревателей воздухом должна быть не более 15%.

2.2 Краткая характеристика тепловых насосов, используемых в системах теплоснабжения угольных шахт

В России имеется большой неиспользованный потенциал низкопотенциальных тепловых ресурсов, которые необходимо применять для целей повышения эффективности теплоснабжения горных предприятий.

Энергоэффективность – это наиболее эффективное рациональное использование энергетических ресурсов, которые на сегодняшний день применяются, для развития техники и технологии и соблюдения требований к охране окружающей природной среды.

При использовании теплонасосных технологий независимо от типа теплового насоса (ТН) и типа привода компрессора на единицу затраченного

исходного топлива потребитель получает в 1,1 – 2,3 раза больше тепла, чем при сжигании топлива. Такая высокая эффективность производства тепла достигается за счет того, что тепловой насос вовлекает в полезное использование низкопотенциальное тепло естественного происхождения (тепло грунта, грунтовых вод, природных водоемов, солнечной энергии) и техногенного происхождения (тепло промышленных стоков, очистных сооружений, вентиляции и т.д.) с температурой от +3 до +40 °С, такое тепло, которое не может быть напрямую использовано для теплоснабжения [48].

Использование метода теплонасосной технологии на сегодняшний день является экологически чистым, так как в этом методе нет сгорания топлива, выбросом в атмосферу. В методе теплонасосной технологии не расходуются невозобновляемые ресурсы. Тепловые насосы поглощают возобновляемую низкопотенциальную энергию, рассеянную в окружающей среде, при этом не выделяются никаких вредных веществ и углекислых газов.

Принципиальная схема опытной базовой технологии утилизации низкопотенциального тепла шахтных вод приведена на рисунке 2.4.

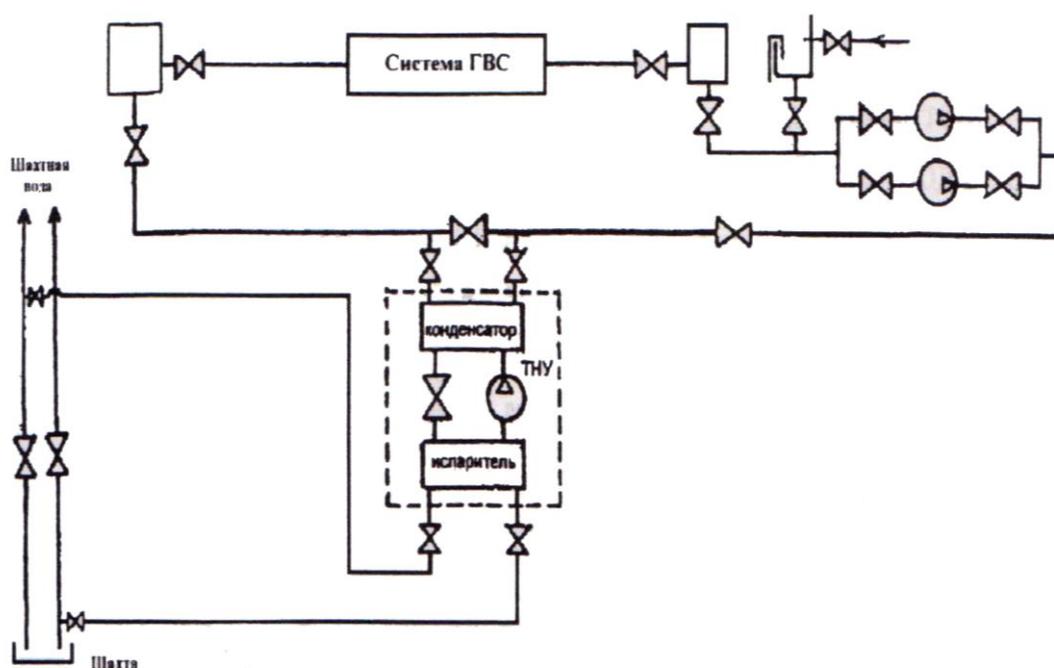


Рисунок 2.4 – Опытная базовая технология утилизации низкопотенциального тепла шахтных вод [64]

Для утилизации низкопотенциальной теплоты сбросных шахтных вод предлагается тепловой насос НТ-300.

Базовая технологическая схема включает в себя следующие контуры:

- контур подачи шахтной воды и возврата шахтной воды и соответствующей запорной арматуры;
- контур рабочего вещества и масла ТНУ, обеспечивающего трансформацию тепловой энергии. ТНУ поставляется в полной заводской готовности;
- контур нагреваемой в конденсаторе ТНУ водопроводной воды, состоящий из конденсатора ТНУ, соединительных трубопроводов с запорной и регулирующей арматурой.

Компрессионные тепловые насосы применяются для теплоснабжения отдельных зданий или групп зданий, и для отдельных промышленных цехов или установок. В качестве рабочего агента в теплонасосных установках используются фреоны.

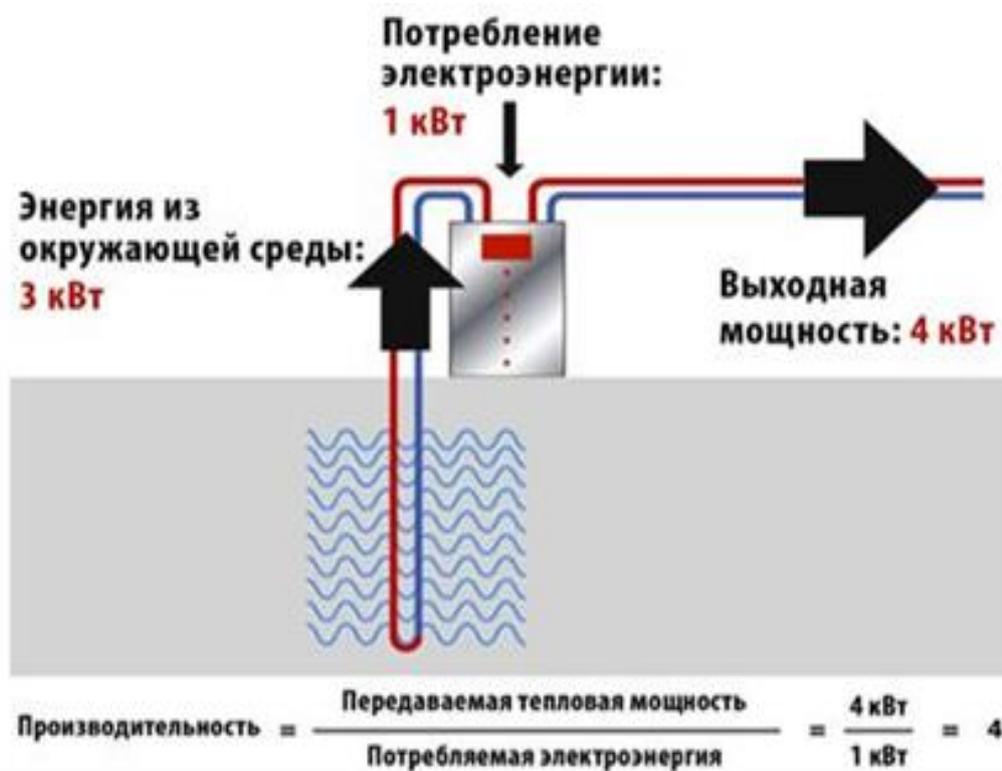


Рисунок 2.5 – Схема компрессионного теплового насоса [48]

На рисунке 2.5 приведена принципиальная схема парокомпрессионного теплового насоса. В испаритель I подводится располагаемая теплота низкого потенциала при температуре T_n . Пары рабочего агента поступают из испарителя I в компрессор I в состоянии 1 сжимаются до давления p_k и соответствующей ему температуре насыщения T_k . В состоянии 2 сжатые пары рабочего агента поступают в конденсатор I I I, где передают теплоту теплоносителю системы теплоснабжения. В конденсаторе пары рабочего агента конденсируются. Из конденсатора рабочий агент поступает в жидком виде детандер IV (устройство, в котором расширение рабочего тела, производимое совместно с охлаждением, происходит с совершением полезной работы), где происходит расширение рабочего агента от давления p_k до давления p_0 , сопровождающееся снижением его температуры и отдачей теплоты. Из детандера рабочий агент поступает в испаритель I и цикл замыкается.

Для сопоставления эффективности ТН и традиционных генераторов тепла, например, котельных, а также сравнения ТН разных принципов действия, например, парокомпрессионного с приводом компрессора от электродвигателя и абсорбционного, потребляющего тепловую энергию, предложено использование более обобщенного критерия – коэффициента использования первичной энергии. Этот критерий определяется как отношение полезного тепла ТН к теплотворной способности израсходованного топлива.

Представление об энергетической эффективности альтернативных вариантов теплоснабжения дает их сопоставление по степени использования первичной энергии (рисунок 2.6) [48].

Для осуществления процессов в трансформаторах тепла применяют рабочие вещества (агенты), обладающие необходимыми термодинамическими, физико-химическими свойствами. Они могут быть однородными или являются смесью нескольких, обычно двух, веществ. У большинства трансформаторов тепла рабочие вещества подвергаются фазовым превращениям. В настоящее время в трансформаторах тепла применяют следующие рабочие вещества:

а) холодильные агенты-вещества, имеющие при атмосферном давлении низкую температуру кипения от +80 до +130 °С. Холодильные агенты с температурой кипения от +80 до -30 °С применяются обычно в теплонасосных установках, а с более низкими температурами кипения от 0 до +130 °С – в установках умеренного холода;

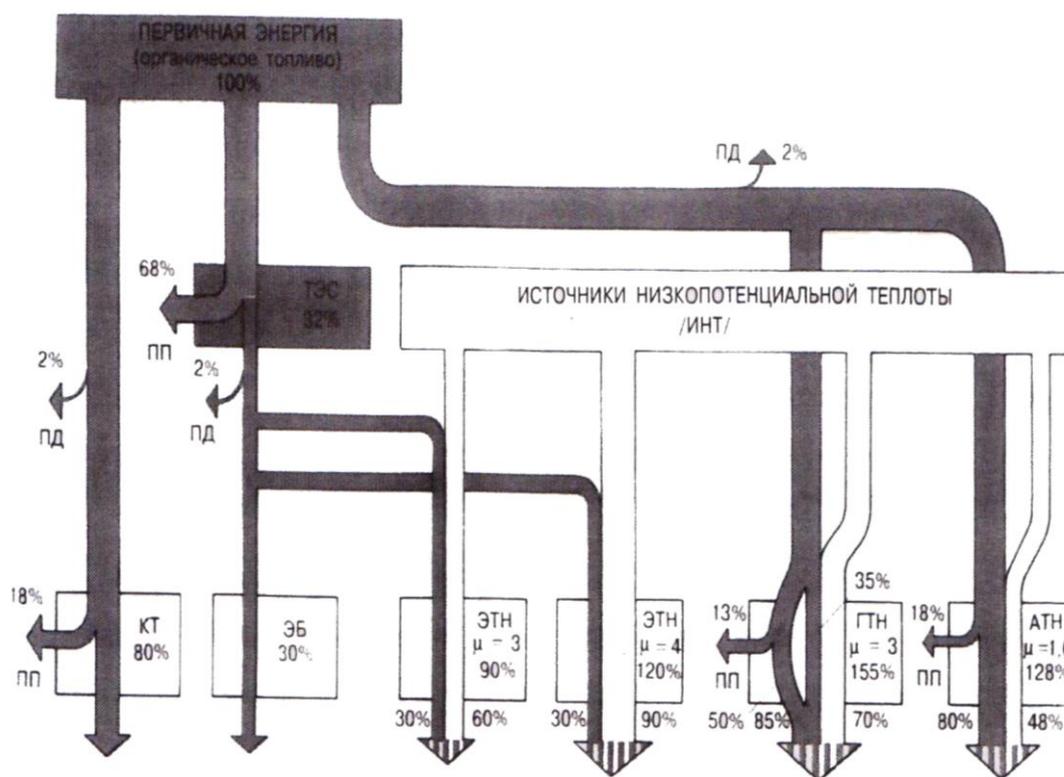


Рисунок 2.6 – Использование первичной энергии при теплоснабжении

КТ – котельная; ЭБ – электробойлер; ТЭС – тепловая электростанция; ПП – потери преобразования энергии; АТН – абсорбционный тепловой насос с сжиганием газа; ЭТН – парокомпрессионный тепловой насос с электроприводом; ГТН – парокомпрессионный ТН с приводом от газового двигателя; ПД – потери при транспортировании энергоносителя (сетевые потери)

б) газы и газовые смеси (также воздух) с низкими температурами кипения;

в) рабочие агенты и абсорбенты абсорбционных установок;

г) вода, применяемая по своим теплофизическим свойствам в холодильных установках, где температура нижнего источника, тепла $t_{н} > 0$ °С, например, для кондиционирования воздуха.

Для экономичной и безопасной работы трансформаторов тепла холодильные агенты должны удовлетворять следующим требованиям:

а) иметь невысокое избыточное давление при температуре кипения и конденсации, большую теплопроизводительность 1 кг агента, малый удельный объем пара (при поршневых компрессорах), малую теплоемкость жидкости и высокие коэффициенты теплопроводности и теплоотдачи;

б) иметь невысокую вязкость, возможно более низкую температуру затвердения, не растворяться в масле (при поршневых компрессорах);

в) быть химически стойким, горючим, невзрывоопасным, не вызывать коррозии металлов;

г) быть безвредным для организма человека;

д) быть недефицитным и недорогим.

Рабочие агенты абсорбционных установок, кроме удовлетворения вышеперечисленных требований, должны хорошо абсорбироваться и десорбироваться в сочетании с соответствующими сорбентами [48].

2.3 Основные положения по выбору параметров тепловых насосов

Из всех видов нетрадиционных источников теплоты, утилизируемой в машинах и системах низкопотенциальной энергетики, наиболее распространенными являются источники ВЭР.

Структура ВЭР чрезвычайно многообразна. ВЭР, используемые с помощью холодильных машин для различных целей, можно разделить по: температурному уровню – на ВЭР низкого, среднего и высокого потенциала; по агрегатному состоянию – жидкие, паро- и газообразные и твердые; по химическому воздействию на металлы, рабочие вещества и окружающую среду – на нейтральные и агрессивные; по содержанию примесей – на чистые и

загрязненные; по степени концентрации на объектах – на централизованные и децентрализованные; по условиям выделения – на периодические и непрерывные.

При использовании низкопотенциальной теплоты ВЭР и других источников наибольшее распространение получили тепловые насосы компрессорного типа. При отводе теплоты от источников низкого температурного потенциала и затрате механической (электрической) энергии в них получают теплоту с такой температурой, при которой ее можно использовать для отопления, горячего водоснабжения или для производственных нужд. Наиболее благоприятны условия применения тепловых насосов для одновременного получения теплоты и холода там, где отношение потребности в них близко к отношению теплопроизводительности теплонасосного цикла и холодопроизводительности.

Циклы холодильных машин могут иногда рассматриваться как теплофикационные, если используется теплота нагнетаемого компрессором газа (воздушная холодильная машина, паровая с перегревом пара в процессе сжатия). Применение холодильных машин для теплофикационных целей на объектах, потребляющих холод и теплоту, дает энергетический и экономический эффект [49].

Особенно эффективно использование тепловых насосов в системах круглогодичного кондиционирования воздуха, применяют их для различных технологических нужд, в технике опреснения и выпаривания водных растворов. За рубежом значительное распространение получили теплонасосные машины для нагрева воздуха в холодное время года и охлаждения его в летний период в многоквартирных домах и отдельных комнатах [50].

В последние годы в развитых странах большое внимание уделяют исследованию и разработке резорбционно-компрессорных тепловых насосов. Они, как пароконпрессорные тепловые насосы, служат для целей теплоснабжения на базе утилизации теплоты низкопотенциальных источников.

Однако, в отличие от парокomppressorных тепловых насосов, благодаря использованию в них растворов достигаются более глубокое охлаждение низкопотенциального источника теплоты и более высокая степень нагрева источника для целей теплоснабжения, так как соответствующие процессы охлаждения и нагрева осуществляются при переменных температурах раствора.

Благодаря этому, процесс конденсации пара в резорбционно-компрессорном тепловом насосе заменен процессом резорбции, протекающим при более низком давлении по сравнению с давлением конденсации, степень сжатия пара в компрессоре резорбционно-компрессорного теплового насоса оказывается ниже. Следует, также отметить, что благодаря использованию раствором высшая температура резорбции в резорбционно-компрессорном тепловом насосе, при прочих равных условиях, оказывается выше температуры конденсации пара в парокomppressorных тепловых насосах.

На рисунке 2.7 показана схема резорбционно-компрессорного теплового насоса с одноступенчатым сжатием пара и его процессы для водоаммиачного раствора.

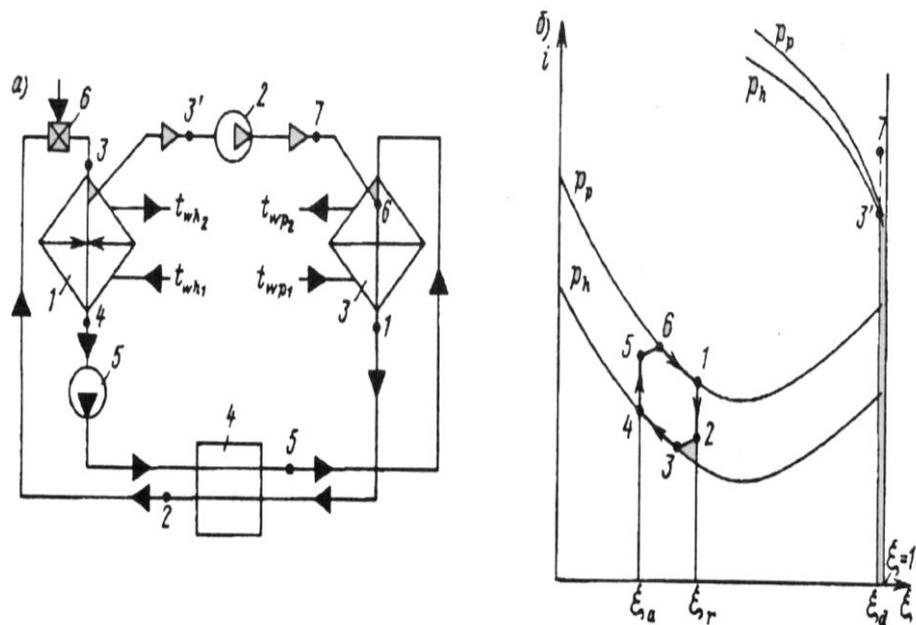


Рисунок 2.7 – Резорбционно-компрессорный водоаммиачный тепловой насос с одноступенчатым сжатием пара: а – схема насоса; б – процессы диаграммы

В качестве рабочих веществ резорбционно-компрессорных тепловых насосов в настоящее время применяют растворы $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$ и R22 – димэтэг (диметиловый эфир тетраэтиленгликоля).

Недостатком резорбционно-компрессорных тепловых насосов следует назвать наличие в них растворного контура с циркуляционным насосом, теплообменника слабого и крепкого растворов и растворного дроссельного вентиля.

На рисунке 2.8 приведены зависимости теоретических коэффициентов трансформации теплоты в повышающих теплотрансформаторах с водными растворами солей LiCl , LiBr и смеси солей LiCl и CsCl .

Термодинамическая эффективность данных термотрансформаторов практически одинакова, а значения их коэффициентов трансформации высокие.

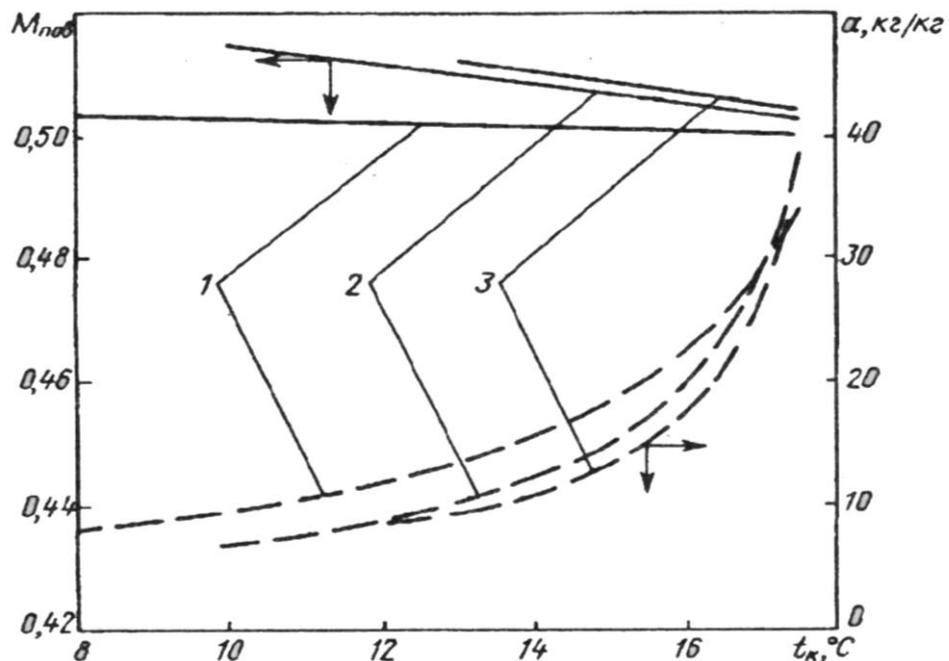


Рисунок 2.8 – Зависимости теоретических коэффициентов трансформации теплоты $M_{пов}$ и кратности циркуляции раствора a в повышающем термотрансформаторе от температуры конденсации t_k при $= 80^\circ\text{C}$ и 48°C с растворами: 1 – $\text{LiBr-H}_2\text{O}$; 2 – $\text{LiCl - CsCl - H}_2\text{O}$; 3 – $\text{LiCl - H}_2\text{O}$

Повышающий абсорбционный бромистолитиевый термотрансформатор выполнен на базе агрегата бромистолитиевой холодильной машины АБХМ-2,5, и испытания его подтвердили высокую эффективность утилизации теплоты низкопотенциальных источников в холодильных источниках в холодный период года.

Повышающий термотрансформатор работает следующим образом (рисунок 2.9). В испарителе 1 кипит вода за счет подвода теплоты от низкопотенциального греющего источника с температурой 40-65 °С.

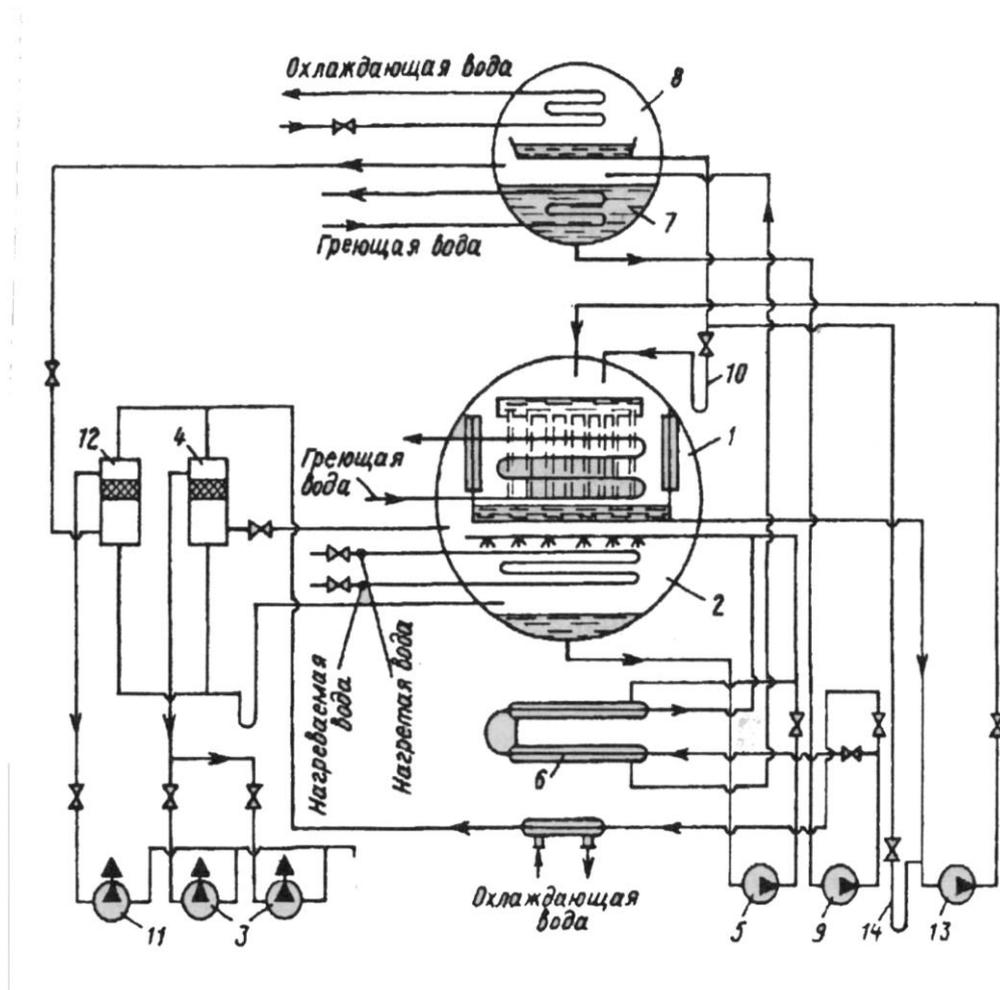


Рисунок 2.9 – Схема абсорбционного бромистолитиевого повышающего термотрансформатора, выполненного на базе агрегата холодильной машины АБХА –2,5

Давление и кипение воды при этом сравнительно высокое, вследствие чего температура раствора, абсорбирующего водяной пар в абсорбере 2, достигает 70 – 95 °С. Теплота абсорбции отводится к воде, циркулирующей через трубный пучок абсорбера, и может быть использована для теплоснабжения. В конденсатор 8 подается охлаждающая вода, имеющая в холодный период года температуру 0,5 – 15 °С. Вследствие низкого давления конденсации слабый раствор выпаривается в генераторе 7 при температуре 40 – 65 °С, что позволяет использовать теплоту низкопотенциальных ВЭР.

В связи с тем, что давление пара в генераторе и конденсаторе ниже, чем в абсорбере и испарителе, конденсат из конденсатора не может перетекать в испарителе по гидрозатвору 10, как это происходит в агрегате АБХМ – 2,5 при работе в режимах получения холода. Однако рабочий перепад давлений между испарителем и конденсатором можно скомпенсировать в данной конструкции термотрансформатора за счет разности уровней конденсата в конденсаторе и испарителе путем отвода конденсата через трубопровод 14, подключенный на всасывающую сторону водяного рециркуляционного насоса 13. Циркуляция крепкого и слабого растворов осуществляется соответственно насосами 9 и 5. Насос 5 служит также для рециркуляции слабого раствора через абсорбер. Для отвода неконденсирующихся и неабсорбируемых газов из аппаратов в схему включены воздухоотделители 4, 12 и вакуумные насосы 3, 11. Теплообмен между горячим слабым и теплым крепким растворами осуществляется в теплообменнике 6.

Схемы и конструкции понижающих абсорбционных термотрансформаторов являются такими же, как и схемы и конструкции указанных выше холодильных машин. Схема бромистолитиевого понижающего термотрансформатора, выполненного на базе головного образца бромистолитиевого агрегата АБХМ – 2,5, предназначенного для получения холода, приведена на рисунке 2.10.

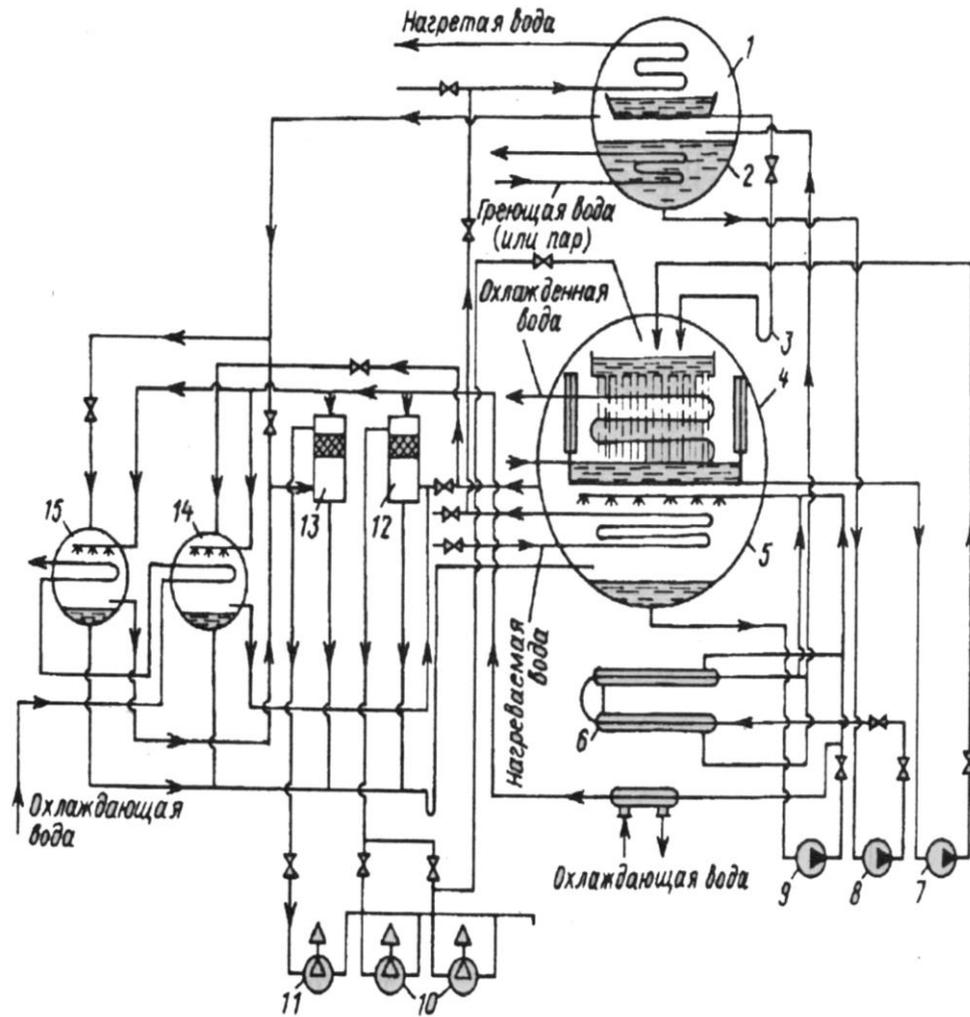


Рисунок 2.10 – Схема абсорбционного бромистолитиевого понижающего термотрансформатора, выполненного на базе агрегата холодильной машины АБХМ – 2,5: 1 – конденсатор; 2 – генератор; 3 – гидравлический затвор; 4 – испаритель; 5 – абсорбер; 6 – растворный теплообменник; 7, 8 и 9 – насосы рециркуляционной воды, крепкого и слабого растворов соответственно; 10 – вакуумные насосы абсорбера; 13, 15 – воздухоотделители конденсатора

Агрегат АБХМ – 2,5 испытывали в режимах понижающего термотрансформатора при следующих параметрах внешних источников: расход охлаждаемого в испарителе низкопотенциального греющего источника (воды) $107 - 139 \text{ кг с}^{-1}$, температура на входе в испаритель $24, 6 - 30, 7 \text{ }^\circ\text{C}$; расход греющего источника (воды), подаваемого в генератор, $52 - 58 \text{ кг с}^{-1}$,

Машина работает на водном растворе хлористого лития и предназначена для охлаждения воздуха в системе кондиционирования. Регенерация раствора хлористого лития происходит в солнечном генераторе, установленном, например, на крыше здания, воздух в котором охлаждается. По рабочему веществу (воде) цикл является разомкнутым, так как выпариваемый из раствора водяной пар удаляется в атмосферу. Поэтому конденсатор в схеме машины отсутствует.

Для компенсации расхода рабочего вещества в испаритель добавляется вода из внешнего источника. В связи с тем, что схема машины является разомкнутой, в ее аппараты и узлы попадает атмосферный воздух. Он удаляется из машины с помощью вакуумного насоса.

Чтобы обеспечить режим круглосуточной работы системы кондиционирования, в ней необходимо предусмотреть аккумуляторный бак для холодной воды, используемой в системе для охлаждения воздуха в ночное время. Поэтому холодопроизводительность машины должна быть рассчитана таким образом, чтобы обеспечить в дневное время не только процесс охлаждения воздуха в здании, но и одновременно охлаждение воды в аккумуляторном баке.

2.4 Характеристика газогенераторов для сжигания природного газа и газовых котлов для подогрева воды

Промышленные газогенераторы для выработки электроэнергии используются на предприятиях для эффективной трансформации тепловой энергии в электрическую. Результат достигается за счет сжигания природного газа или другого газообразного топлива с высокой теплотворной способностью.

Газогенераторные установки используются как для постоянного, так и для временного и резервного энергоснабжения.

Принцип работы устройства применяется то, что внутри установки располагается компрессор, камера сгорания, турбина и электрический двигатель. Внутри двигателя находится ротор и статор, а также обмотка, в

которой возникает магнитное поле, когда ротор вращается вокруг оси. Также есть элементы управления. Различные виды газогенераторов имеют немного отличное друг от друга устройство, но в целом все так, как описано выше.

Помимо указанных выше элементов, устройство и работа генератора включает в себя пульт управления. Работа оборудования может управляться как вручную человеком, так и в автоматическом режиме. Например, можно настроить автоматическое подключение генератора в электрическую сеть сразу же после прекращения подачи электроэнергии из проводной электросети [41].

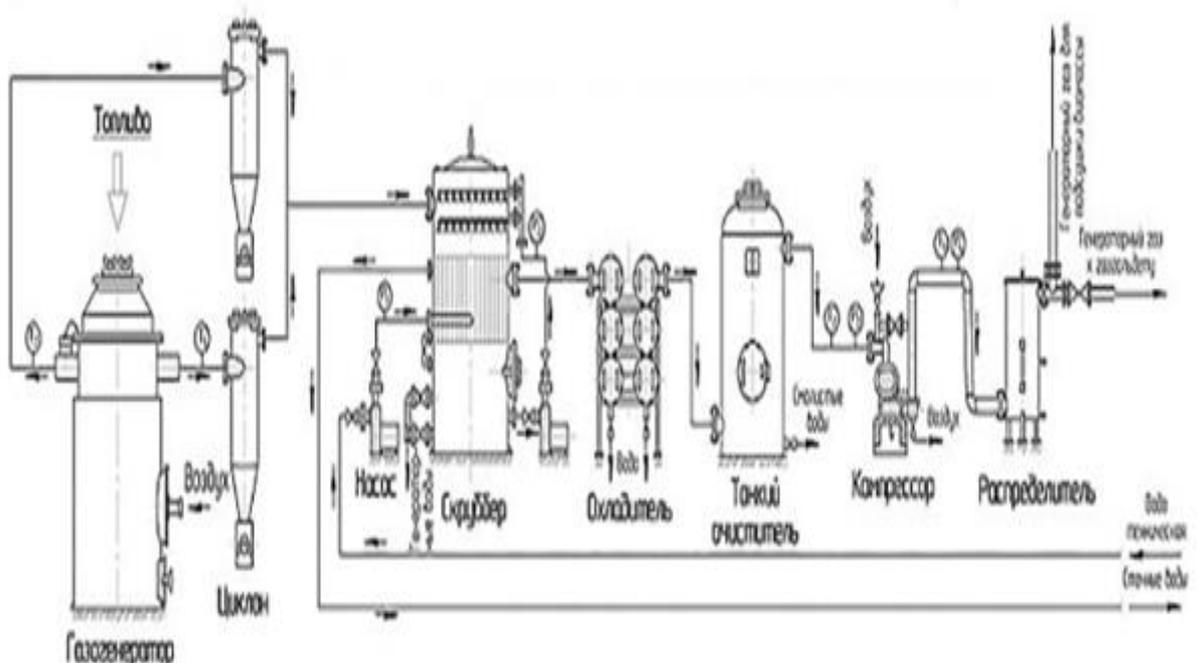


Рисунок 2.12 – Схема газогенераторной установки

Независимо от назначения, газогенераторы в процессе работы достаточно сильно нагреваются. Чтобы нагрев не оказывал негативного влияния на оборудование, используется система охлаждения. Система охлаждения бывает двух типов:

1. Воздушное охлаждение. В промышленных установках практически не встречается, так как не может обеспечить должного охлаждения установки. Можно встретить в генераторах с мощностью до 15 кВт.

2. Водяное охлаждение. Отличный вариант для охлаждения промышленных газогенераторов, мощность которых начинается от 20 кВт. Такое оборудование эффективно и не издает много шума при работе.

Все промышленные газогенераторные установки способны выдавать трехфазное напряжение от 220 до 380 В. Именно такой электрический ток потребляет промышленное оборудование, работающее преимущественно от трех фаз.

Принцип работы газогенератора так же прост, как и его конструкция. Компрессор закачивает атмосферный воздух под давлением в камеру сгорания. Туда же поступает газообразное топливо, после чего смешивается с атмосферным воздухом. В результате образуется гремучая смесь, которая поджигается и детонирует внутри камеры сгорания. В ходе этой реакции образуется топочный газ, идущий на турбину и раскручивающий ее.

Процесс сгорания газообразного топлива осуществляется при постоянном высоком давлении. Камера сгорания используется для повышения температуры газа. Горячий газ обладает заметно большей энергией по сравнению с холодным или теплым, поэтому генератор работает более эффективно. Приблизительно 60% вырабатываемой турбиной электроэнергии направляется на вращение компрессора. Остальное уходит на включение генератора.

Мощность газогенератора в виде электрической энергии создается благодаря тому, что вал, соединяющий турбину и ротор, раскручивает ротор. В статоре образуется магнитное поле, а вместе с ним – электрический ток. Далее он через контакты и провода поступает к подключенным потребителям.

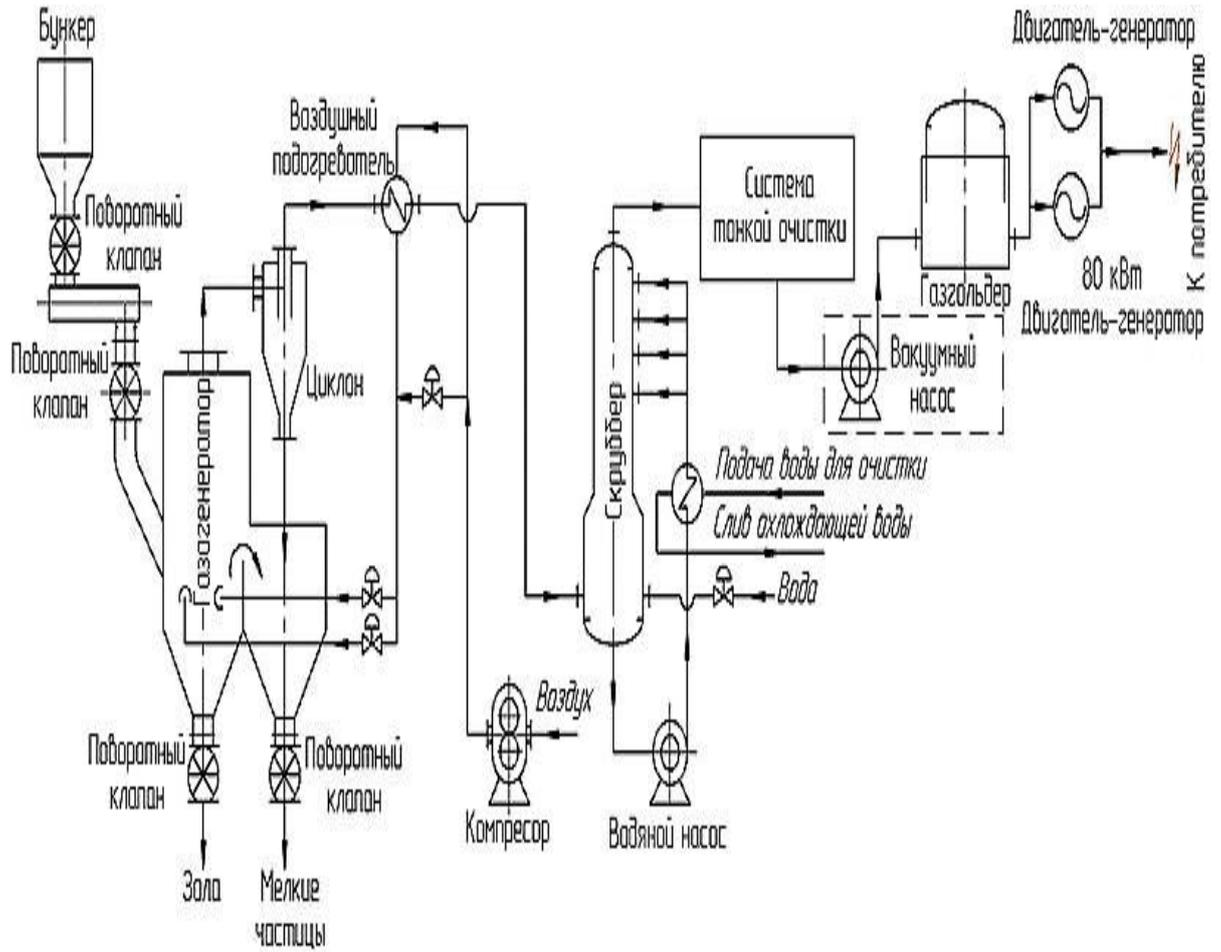


Рисунок 2.13 – Полная схема газогенераторной установки

Принцип действия газогенератора – в его основе трансформация тепловой энергии сжигания газа в электрическую энергию. Главным образом для работы промышленных газогенераторов для электричества используется природный газ.

Однако генераторы могут применяться в работе с другими видами газообразного топлива:

Сжатый, сжиженный и магистральный природный газ – наиболее распространенный вариант.

Пропан-бутановые смеси, характеризующиеся высокой теплотворной способностью.

Коксовый, сточный, шахтный, пиролизный газ, а также газ, производимый в биореакторах.

В зависимости от количества газообразного топлива, которое используется для работы газогенераторного оборудования, заметно изменяется мощность и производительность установки. Этот принцип необходимо учитывать при выборе типа топлива для работы промышленного газогенератора.

Конструкция газогенератора позволяет подключать его как к магистральному газопроводу, так и к автономным источникам газообразного топлива. Большинство моделей генераторов могут эксплуатироваться при использовании различных видов топлива [41].

Для приготовления горячей воды с ее последующим использованием для отопления зданий и сооружений могут использоваться газовые котлы. Номинальная мощность газовых котлов до 4 МВт и выше, рабочее давление воды до 0,6 МПа, максимальная температура теплоносителя на выходе из котла до 115°C.

На рисунке 2.14 показан внешний вид типовой конструкции газового водогрейного котла.



Рисунок 2.14 - Внешний вид типовой конструкции газового водогрейного котла

2.5 Выводы по второй главе

1. Калориферные установки являются одним из основных элементов поверхностного комплекса шахт, обеспечивающих их надежную работу в зимних условиях;

2. Промышленные газогенераторы для выработки электроэнергии используются на промышленных предприятиях для эффективной трансформации тепловой энергии в электрическую энергию.

3. Для приготовления горячей воды могут использоваться газовые котлы. Теплоноситель, получаемый в газовом котле, за счет сжигания метана, дренируемого из разрабатываемого угольного пласта, имеет достаточно высокую температуру, что дает основание считать возможным его применение для подогрева шахтного воздуха в калориферных установках.

ГЛАВА 3 ВЫБОР ПАРАМЕТРОВ СИСТЕМЫ ПОДОГРЕВА НАРУЖНОГО ВОЗДУХА НА ОСНОВЕ ТЕПЛОТЫ ШАХТНОЙ ВОДЫ И ТЕПЛОТЫ, ПОЛУЧАЕМОЙ ПРИ ГОРЕНИИ МЕТАНА, ДРЕНИРУЕМОГО ИЗ РАЗРАБАТЫВАЕМОГО УГОЛЬНОГО ПЛАСТА

3.1 Термодинамический анализ энергетической эффективности использования теплоты шахтной воды для подогрева наружного воздуха

Шахтная вода, удаляемая из шахты на поверхность, имеет начальную температуру, примерно, соответствующую температуре пород на рабочих горизонтах, которая зависит от глубины, на которой ведутся добычные работы. Например, на глубинах 200 – 300 м, где в настоящее время в Кузнецком угольном бассейне осуществляется добыча угля, температура пород равна 10⁰С – 15⁰С. По мере роста глубины шахт температура пород будет повышаться в соответствии с геотермическим градиентом, составляющим 0,022 ⁰С/м – 0.033 ⁰С/м [101].

В этой связи, на перспективных глубинах разработки, равных 600 – 800 м, температура пород и шахтной воды, будет достигать 20⁰С – 30⁰С.

Требуемая производительность систем водоотлива, определяющая дебит удаляемой воды, зависит от гидрогеологических условий, характеризующих каждую шахту. Для условий угольных АО «СУЭК-Кузбасс» производительность системы водоотлива составляет 268 – 1297 м³/час показано в таблице 3.1 [102].

Количество воздуха, необходимое для проветривания шахт, зависит от метанноносности угольных пластов и производительности шахт, достигая значений 330 – 470 м³/с (таблица 3.1).

Расчетная тепловая мощность системы подогрева наружного воздуха $N_{h.w.}$ в зимнее время до температуры $t_{m.a.} = 2^{\circ}\text{C} - 4^{\circ}\text{C}$ при температуре наружного воздуха, соответствующей минимальному значению в наиболее холодный период t_a , и его количестве Q_a , равна [34]:

Таблица 3.1 – Основные показатели систем водоотлива, вентиляции и подогрева воздуха некоторых шахт АО «СУЭК - Кузбасс»

шахта \ Пар - р	Производительность водоотлива, м ³ /час.	Температура шахтной воды (пород), °С	Минерализация, г/м ³	Мощность насосов системы водоотлива, кВт	Расход воздуха, м ³ /с
Шахта им. С.М. Кирова	1225	10	10	6812	450
Шахта им. А.Д. Рубана	500	10	7-9	1800	330
Шахта «Галдинская -Западная-1»	540	10 - 12	0,7-1,1	815	396
Шахта «Галдинская -Западная-2»	270	10-12	0,7-1,1	1300	396
Шахта «Полысаевская»	1300	12-14	1,5	3096	467

$$N_{h.w.} = \rho_a C_a Q_a \Delta t_a \quad (3.1)$$

где $N_{h.w.}$ – плотность и удельная теплоемкость воздуха, кг/м³, кДж/(кг·°С);

$$\Delta t_a = (t_{m.a.} - t_a);$$

При количествах воздуха, необходимых для проветривания шахт, (таблица 3.1), и температуре наружного воздуха, соответствующей минимальному значению в наиболее холодный период,

При заданных величинах дебита шахтной воды $W_{m.w.}$ и ее начальной температуре $Q_{m.w.in.}$, количество теплоты $N_{m.w.}$, получено при условии ее охлаждения до температуры $\theta_{m.w.end.}$, составляет:

$$N_{m.w.} = \rho_{m.w.} W_{m.w.} C_{m.w.} \Delta \theta_{m.w.}, \quad (3.2)$$

где $\rho_{m.w.}$ – плотность воды при температуре $\theta_{m.w.in.}$ ($^{\circ}\text{C}$), $\text{кг}/\text{м}^3$; $C_{m.w.}$ – удельная теплоемкость шахтной воды, $\text{кДж}/(\text{кг}\cdot^{\circ}\text{C})$; $\Delta \theta_{m.w.}$ – величина охлаждения шахтной воды, $^{\circ}\text{C}$; $\Delta \theta_{m.w.} = (\theta_{m.w.in.} - \theta_{m.w.end.})$ $^{\circ}\text{C}$.

При дебитах шахтной воды, приведенных выше, ее охлаждение даже на 5°C позволяет получить количество теплоты, эквивалентное $1,6 \text{ МВт} - 7,5 \text{ МВт}$, что соответствует тепловой мощности $1,4 \text{ Гкал/час} - 6,45 \text{ Гкал/час}$ [103,104,105].

На глубинах перспективной добычи угля, где температура пород равна $20^{\circ}\text{C} - 30^{\circ}\text{C}$, количество теплоты, аккумулированное в шахтной воде при снижении ее температуры до 5°C , при тех же значениях дебитов будет эквивалентно соответственно $4,2 - 19,35 \text{ Гкал/час}$ и $7 - 32,25 \text{ Гкал/час}$.

Для теплотехнических систем наиболее технически доступным и экологически безопасным природным источником следует считать шахтную воду, которую извлекают на поверхность из систем водоотлива. Для этой цели, как свидетельствуют теоретические оценки и практический опыт, используется теплонасосная технология.

Принципиальная схема использования теплового насоса для получения теплоносителя выше указанного температурного потенциала предполагает подачу низкопотенциального теплоносителя (шахтной воды) в испаритель (рисунок 3.1) [106,107].

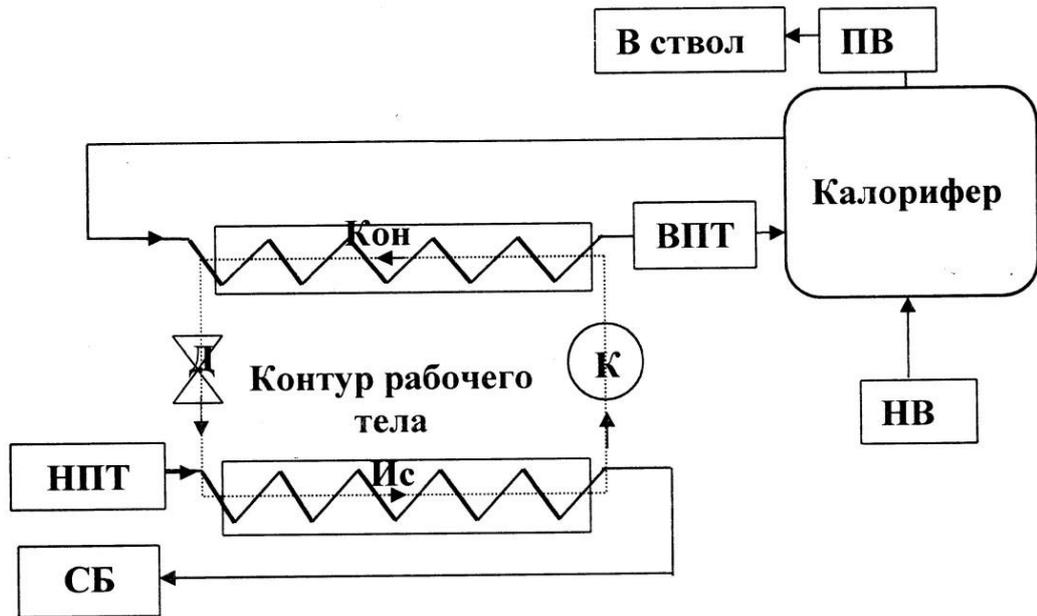


Рисунок 3.1 - Схема процесса работы теплового насоса для подогрева наружного воздуха

Процесс работы теплового насоса определяется коэффициентом трансформации теплоты $K_{tr,r}$, который равен отношению теплоты N_{con} , полученной в конденсаторе, к затраченной мощности $N_{h.p.}$ (мощности, потребляемой тепловым насосом).

Теплота, передаваемая от рабочего тела воде, циркулирующей в конденсаторе N_{con} , может быть вычислена как,

$$N_{con} = W_{con} \rho_{w.con} C_w \Delta \theta_{con} \quad , \quad (3.3)$$

где W_{con} – расход воды, нагреваемой в конденсаторе, $\frac{m^3}{c} \left(\frac{m^3}{час} \right)$;

$\rho_{w.con}$ – плотность воды в конденсаторе при средней температуре $\theta_{av.w.con}$ ($^{\circ}C$), kg/m^3 ; C_w – удельная теплоемкость воды, $kJ/(kg \cdot ^{\circ}C)$;

$\Delta \theta_{con} = (\theta_{w.con.ex.} - \theta_{w.con.ent.})$; $\theta_{w.con.ent.}$, $\theta_{w.con.ex.}$ – температура воды на входе и выходе конденсатора, $^{\circ}C$.

В свою очередь, тепловая мощность калорифера, обеспечиваемая водой, поступающей из конденсатора теплового насоса, будет составлять:

$$N_{h.w.} = \rho_{w.h.a} C_{w.h.a} W_{con} \Delta\theta_{h.w.}, \quad (3.4)$$

$\Delta\theta_{h.w.} = (\theta_{w.con.ex.} - \theta_{w.h.a.ex.}), \theta_{w.h.a.ex.}$ – температура воды на выходе из калорифера, °С.

Так как теплота, отдаваемая рабочим телом воде в конденсаторе, может быть, ориентировочно, принята тепловой мощности калорифера $N_{h.w.}$, то из соотношений (3.3) или (3.4) несложно вычислить расход воды, который должен циркулировать в конденсаторе W_{con} .

Тепловая мощность калорифера может быть вычислена в результате суммирования мощности, потребляемой тепловым насосом, и количеством теплоты $N_{m.w.}$, передаваемому рабочему телу, в испарителе, т.е.

$$N_{h.w.} = N_{m.w.} + N_{h.p.} \quad (3.5)$$

Объединяя формулы (1), (2) и (5) и выражая из них отношение $N_{h.p.}/N_{h.w.}$, получим:

$$N_{h.p.}/N_{h.w.} = 1 - \rho_{w.con} W_{con} C_w \Delta\theta_{con} / q_a \cdot C_a \cdot Q_a \cdot \Delta t_a \quad (3.6)$$

Из выше представленных формул после несложных преобразований можно установить дебит шахтной воды $W_{m.w.}$.

$$W_{m.w.} = (N_{m.w.} \cdot \rho_{w.con} \cdot \Delta\theta_{con} - \rho_{w.h.a} \cdot C_{w.h.a} \cdot \Delta\theta_{ev} \cdot N_{h.p.}) / (\rho_{h.a} \cdot \rho_{w.a} \cdot \Delta\theta_{ev} \cdot \Delta\theta_{h.w.}) \quad (3.7)$$

Используя рисунок 3.2, по заданным значениям дебита шахтной воды $W_{m.}$, количестве воздуха, необходимого для проветривания шахты Q_a , его температуре t_a несложно вычислить отношение $\frac{N_{h.p.}}{N_{h.w.}}$, а затем и необходимую мощность теплового насоса $N_{h.p.}$. Например, при расходе воздуха 400 м³/с, его температуре – 20°С и дебите шахтной воды 500 м³/час величина этого соотношения составляет 0,45, что при тепловой мощности системы подогрева 10 МВт, требует использования для повышения теплового потенциала шахтной воды теплового насоса мощностью 4500 кВт [108].

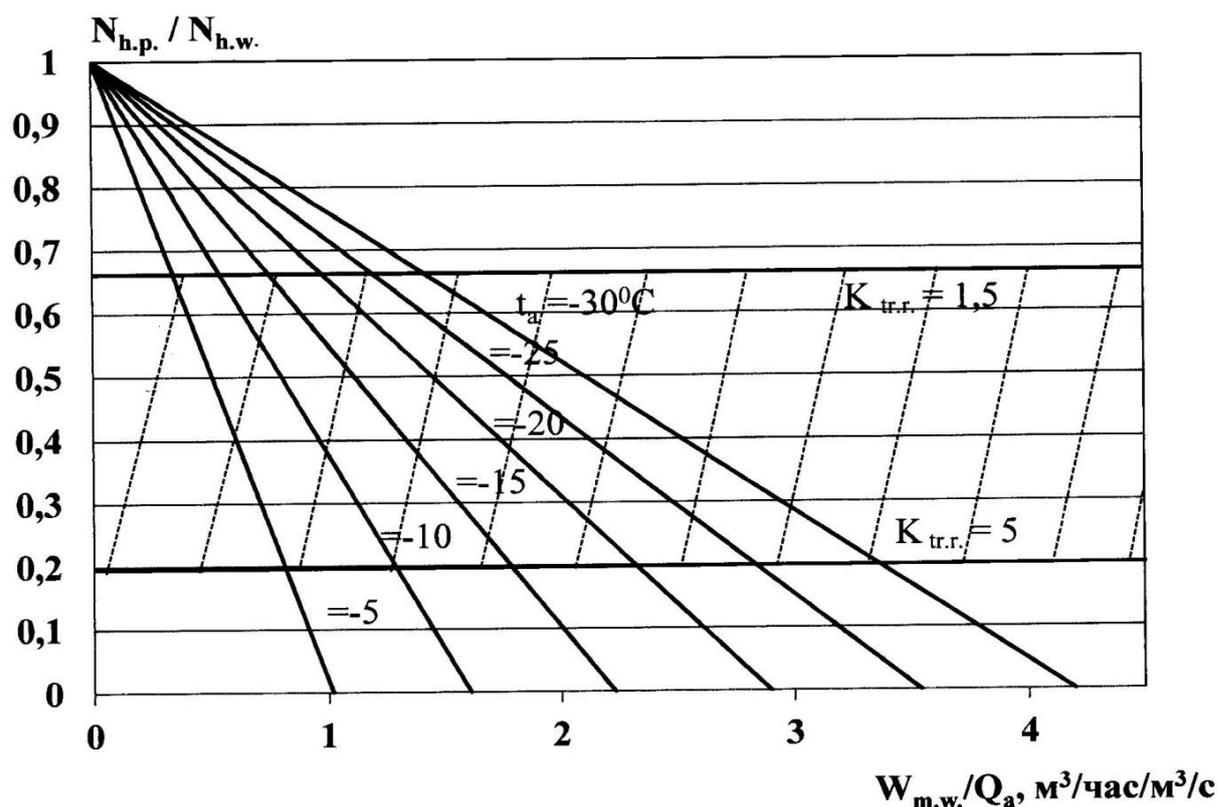


Рисунок 3.2 - Взаимосвязь между мощностью теплового насоса и водяного calorифера от определения дебита шахтной воды к расходу подогреваемого воздуха (первоначальная температура шахтной воды 15°C , перепад температур воды в испарителе 10°C)

3.2 Оценка экономической эффективности тепловых насосов в системах подогрева воздуха при использовании в качестве низкопотенциальной энергии теплоты шахтной воды

Экономическая эффективность использования тепловых насосов в системах подогрева воздуха может быть установлена на основе расчетного анализа чистого дисконтированного дохода NPV. Зависимость для его вычисления имеет вид:

$$NPV = -(IC + R) + \sum_1^i \frac{(ATP + DE)}{(1+r)^i} \quad (3.8)$$

IC – стоимость тепловых насосов (инвестиции); R – стоимость монтажа, принимаемая равной $0,1 R$; ATP – чистая прибыль, тыс. руб. в год; DE – величина годовых амортизационных отчислений, тыс. руб.; r – норма

дисконтирования (обычно принимаемая 0,10 - 0,25); i – период амортизации тепловых насосов и вспомогательного оборудования (труб, насосов для перекачки воды, оборудования для очистки воды и т.п.) ($i = 10$ лет) [109,110,111].

$$ATP = (1 - TIN) \cdot (EX_{tr.m.} - EX_{h.p.}), \quad (3.9)$$

где TIN – ставка налога на прибыль, доли ед.; $EX_{tr.m.}$ – затраты на подогрев воздуха с помощью традиционных технологий, предполагающих использование теплоносителя, получаемого на основе сжигания традиционных видов топлива, тыс. руб.; $EX_{h.p.}$ – годовые затраты на подогрев воздуха с помощью теплонасосной технологии, тыс. руб.

$$EX_{tr.m.} = \Delta\tau_h \cdot C_h \cdot N_{h.w.} \quad (3.10)$$

где $\Delta\tau_h$ – длительность периода подогрева воздуха (длительность периода с отрицательной температурой воздуха), час/год (для условий г. Кемерово 4128 час/год.); стоимость теплоты при использовании традиционного метода подогрева воздуха, руб./Гкал. (=1100 руб./Гкал); $N_{h.w.}$ – тепловая мощность системы подогрева, Гкал/час.

$$EX_{h.p.} = k \cdot (\Delta\tau_h \cdot C_{el.e.} \cdot N_{h.p.} + DE) \quad (3.11)$$

где – стоимость электрической энергии, руб./кВт·час. (k – коэффициент, учитывающий увеличение затрат в связи с необходимостью проведения обслуживания и профилактического ремонта теплонасосного оборудования ($k = 1,1$)).

Результаты расчета NPV для условий, характеризующих Кемеровскую область: температура наружного воздуха – 17⁰С, что соответствует средней январской температуре воздуха; расход воздуха, необходимого для проветривания шахты 400 м³/с; дебит шахтной воды с температурой 13⁰С равен 600 м³/час, представлены на рисунке 3.3 [129].

Для принятых исходных данных, получим:

$$N_{h.w.} = 1,37 \cdot 1,005 \cdot 400 \cdot (4 + 17) = 11565 \text{ кВт} = 0,86 \cdot 11,565 = 9,95 \text{ Гкал/час}$$

В соответствии с номограммой, приведенной на рисунке 3.2., отношение $\frac{N_{h.p.}}{N_{h.w.}} = 0,40$ (что соответствует коэффициенту трансформации 2,5), мощность тепловых насосов равна 4590 кВт.

Если принять к установке 2 тепловых насоса, мощностью 2300 кВт каждый. По данным компании «Mammoth» (США) стоимость теплового насоса мощностью 2300 кВт ориентировочно, равна 400 000 долл. США или по текущему курсу ЦБ РФ 26 000 000 рублей [112].

В соответствии с формулой (3.10)

$$EX_{tr.m.} = 4128 \cdot 1100 \cdot 9,95 = 45180,960 \text{ тыс. руб}$$

В соответствии с формулой (4)

$$EX_{h.p.} = 1,1 \cdot (4128 \cdot 1,1 \cdot 4590 + 5200000) = 28646,5 \text{ тыс. руб.}$$

По формуле (2) чистая прибыль составляет:

$$ATP = (1 - 0,2) \cdot (45180,960 - 28646,5) = 13227,6 \text{ тыс. руб.}$$

Результаты вычисления чистого дисконтируемого дохода по формуле (3.8) представлены на (рисунке 3.3).

$$NPV = -57\,200 + \frac{(13227,6+5720)}{(1+0,1)} + \frac{(13227,6+5720)}{(1+0,1)^2} + \frac{(13227,6+5720)}{(1+0,1)^3} + \frac{(13227,6+5720)}{(1+0,1)^4} + \frac{(13227,6+5720)}{(1+0,1)^5} + \frac{(13227,6+5720)}{(1+0,1)^6} + \frac{(13227,6+5720)}{(1+0,1)^7} + \frac{(13227,6+5720)}{(1+0,1)^8} + \frac{(13227,6+5720)}{(1+0,1)^9} + \frac{(13227,6+5720)}{(1+0,1)^{10}}.$$

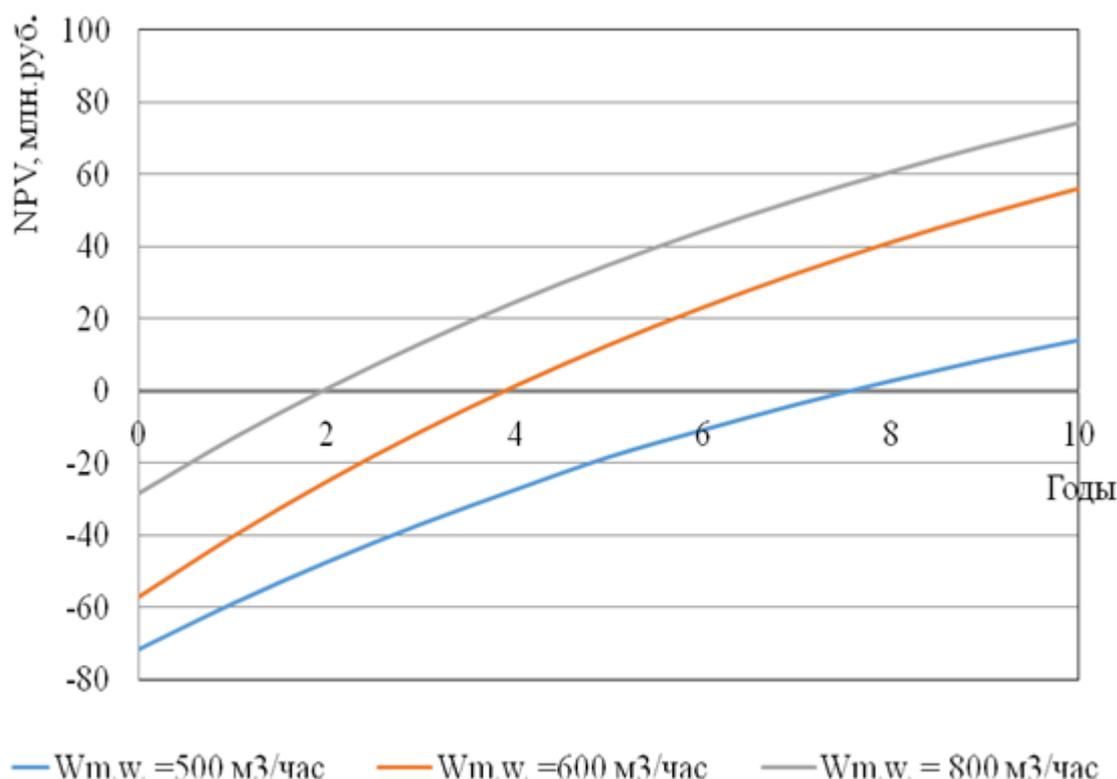


Рисунок 3.3 – Динамика *NPV* в течение десятилетнего период

Таким образом, срок окупаемости системы подогрева наружного воздуха, использующей теплоту шахтной воды и тепловой насос, зависит от дебита шахтной воды и составляет от 4 до 7,8 лет.

3.3 Термодинамический анализ энергетической эффективности использования теплоты шахтной воды и теплоты, получаемой при горении метана, дренируемого из разрабатываемого угольного пласта для подогрева наружного воздуха

Выполненные оценки свидетельствуют о том, что использование теплоты шахтной воды для подогрева наружного воздуха в сочетании с тепловыми насосами экономически эффективно при дебитах шахтной воды, превышающих 300-500 м³/час.

В этой связи предложено использовать для подогрева наружного воздуха одновременно с теплотой шахтной воды теплоту сжигания метана, дренируемого из угольных пластов при осуществлении дегазационных

мероприятий. Характеристика энергетического потенциала метана, который может быть извлечен из угольных пластов в результате реализации дегазационных мероприятий, приведена в таблице 3.2 [113,114].

Таблица 3.2 – Характеристика шахт АО «СУЭК - Кузбасс» по потенциальным энергетическим возможностям использования дренируемого метана

Наименование	Природная метаноспособность, м ³ /т	Остаточная метаноспособность, м ³ /т	Суточная добыча шахты, т	Общий дебит дренируемого метана, м ³ /мин	Общий энергетический потенциал, МВт (Гкал/час)
Шахта им. С.М. Кирова	17	4,2	15000	133,3	88 (76)
Шахта им. А.Д. Рубана	5,7	2,1	20000	35,3	23,4 (20,1)
Шахта имени Ялевского	8,1	1,32	13000	61,2	40,6 (34,9)
ОАО «Шахта Октябрьская»	7,9	3,7	16000	46,7	30 (26,6)
Шахта «Котинская»	8,3	5,2	36000	77,5	51,4 (44,2)
ОАО «Шахта Комсомольская»	15	6,75	8000	45,8	30,4 (26,1)

Анализ этих данных свидетельствует о величине энергетического потенциала метана, который извлекается из угольных пластов.

Использование даже 10% этого энергетического потенциала представляет значительный резерв для подогрева воздуха.

Принципиальная схема реализации подогрева воздуха при сочетанном использовании теплоты шахтной воды и теплоты сгорания метана представлена на рисунке 3.4 [115].

Отличительной особенностью предложенного способа является подогрев части теплоносителя за счет сжигания метана дренируемого из разрабатываемого угольного пласта. Нагретая в газовом котле вода смешивается с водой из конденсатора теплового насоса и направляется в калорифер для подогрева воздуха.

Для комбинированного использования теплоты шахтной воды и теплоты метана использована формула (3.6), где в правой части которого добавлен член, учитывающий соотношение между теплотой от сжигания метана и теплотой, необходимой для подогрева воздуха $J_m \cdot q / \rho_a \cdot C_a \cdot Q_a \cdot \Delta t_a$, J_m – дебит метана, $\text{м}^3/\text{с}$), где J_m – дебит метана, $\text{м}^3/\text{с}$), а q его теплотворная способность ($39800 \text{ кДж}/\text{м}^3$).

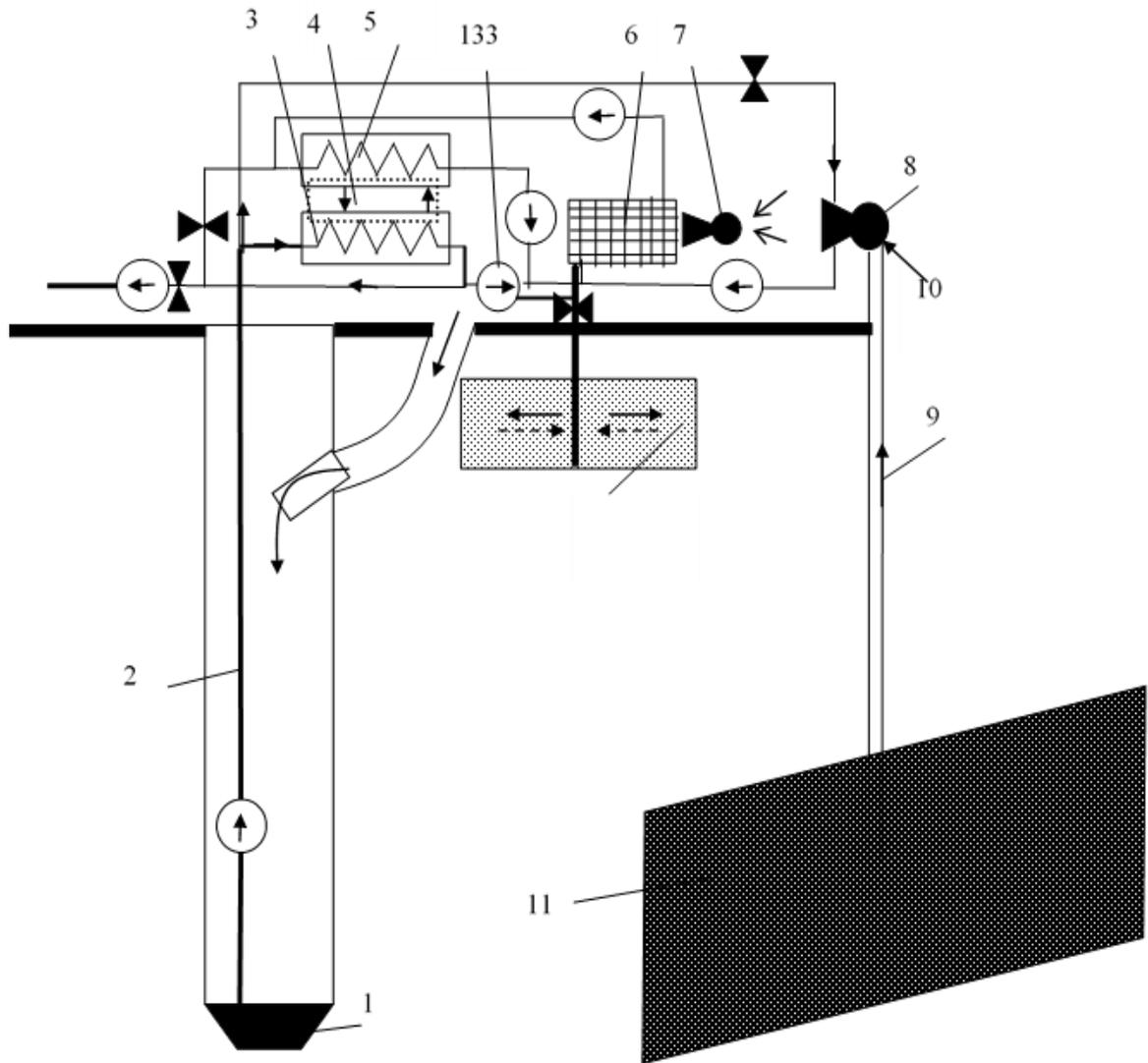


Рисунок 3.4 –Установка для подогрева наружного воздуха в зимнее время на основе теплоты шахтной воды и метана [47]; 1 – Шахтная вода; 2 - трубопровод откачки шахтной воды; 3 - испаритель теплового насоса (ТН); 4 - конденсатор ТН; 5 - хладагент ТН; 6 - водяной калорифер; 7 - вентилятор; 8 – газовый котел; 9 – дренирующая скважина; 10 – метан; 11- угольный пласт; 12 – подземный аккумулятор тепловой энергии (ПАТЭ); 13 – насос для организации циркуляции теплоносителя в ПАТЭ

Например, при расходах воздуха и дебитах шахтной воды, соответствующих вышеуказанным значениям, и дебите метана $12 \text{ м}^3/\text{мин.}$, который может быть обеспечен с помощью 4 дегазационных скважин (по $3 \text{ м}^3/\text{мин.}$ на каждую скважину), величина отношения J_m/Q_a равна $0,03$. Отношение необходимой мощности теплового насоса к общей тепловой

мощности системы подогрева, вычисленной при температуре наружного воздуха -30°C и равной 19,7 МВт (16,9 Гкал/час), при этом будет составлять 0,25 [115].

В этом случае мощность теплового насоса, необходимая для обеспечения повышения потенциала шахтной воды, составит 4920 кВт.

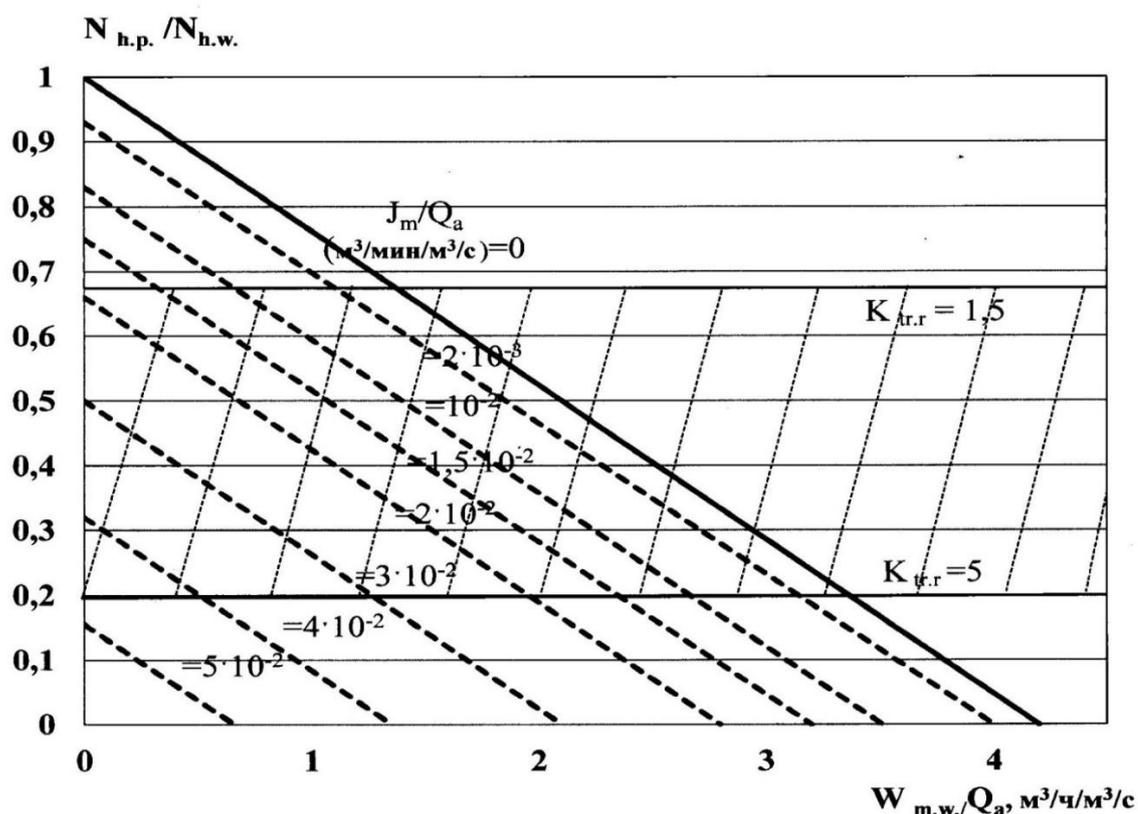


Рисунок 3.5 - Соотношение мощностей ТН и водяного калорифера от отношений дебитов шахтной воды ($W_{\text{м.в.}}$) и дренируемого метана ($J_{\text{м}}$) к расходу подогреваемого воздуха ($Q_{\text{а}}$) (при температуре наружного воздуха -30°C)

3.4 Выводы по третьей главе

Применение теплоты шахтной воды для подогрева наружного воздуха в сочетании с тепловыми насосами экономически эффективно при дебитах шахтной воды, превышающих 300-500 $\text{м}^3/\text{час}$. При этом срок окупаемости системы подогрева наружного воздуха, использующей теплоту шахтной воды и тепловой насос, зависит от дебита шахтной воды и составляет от 4 до 7,8 лет.

ГЛАВА 4 ИССЛЕДОВАНИЕ ПРОЦЕССОВ ТЕПЛОПЕРЕНОСА ПРИ ПОДЗЕМНОМ АККУМУЛИРОВАНИИ ТЕПЛОВОЙ ЭНЕРГИИ В СИСТЕМАХ ПОДОГРЕВА ШАХТНОГО ВОЗДУХА

4.1. Типы подземных аккумуляторов тепловой энергии

Подземный аккумулятор тепловой энергии является важнейшим элементом системы регулирования теплового режима, использующей природные источники теплоты. С его помощью легко решаются проблемы временного несоответствия избытка тепловой энергии летом и ее дефицитом в зимнее время, а также достигается возможность получения хладоносителя для систем кондиционирования в теплый период времени. Выбор типа ПАТЭ (рисунок 4.1) зависит от необходимой тепловой нагрузки и холодопроизводительности, которые он должен обеспечить при подогреве или охлаждении воздуха. Простейшим типом ПАТЭ являются подземные аккумуляторы бассейнового типа. Коэффициент извлечения (восстановления) тепловой энергии ($K_{вс}$) для этого класса ПАТЭ вычисляется как соотношение энтальпией воды в периоды опорожнения ($I_k = c_{вод} V_{ак} t_o$) и заполнения ($I_k = c_{вод} V_{ак} t_k$) объема аккумулятора $V_{ак}$. Таким образом, $\hat{E}_{вс} = t_k/t_o$, а величина t_k устанавливается из решения следующей задачи:

$$c_{вод} \rho_{вод} \frac{d\theta}{d\tau} = -\frac{3}{r_{эк}} \lambda_{п} \frac{\partial}{\partial \tau} \int_0^{\tau} \left(1 + \frac{r_{эк}}{\sqrt{\pi a_{п} \varepsilon}} \right) \theta(\tau - \varepsilon) d\varepsilon, \quad (4.1)$$

$$\theta(0) = 0 \quad (4.2)$$

где: $\theta = t(\tau) - T_o$; $r_{эк}$ - эквивалентный радиус некоторой сферы, которой соответствует поверхности реальной полости [116,117].

При формулировке математической модели (4.1) - (4.2) приняты допущения об отсутствии влияния земной поверхности (глубина расположения полости должна превышать (30 – 50 м), шаровой форме полости, интенсивном перемешивании в ней теплоносителя, «мгновенном» заполнении ее водой

(время заполнения намного меньше периода хранения) и независимость теплофизических свойств пород от температуры.

Решение задачи (4.1) – (4.2), выполненное с помощью преобразования Лапласа, приводит к следующему выражению относительно безразмерной температуры воды в полости:

Решение задачи (4.1) – (4.2), выполненное с помощью преобразования Лапласа, приводит к следующему выражению относительно безразмерной температуры воды в полости:

$$\theta = e^{-c^2 Fo} [1 - f(z)] \left[\sin(cK Fo) + 0,5 \frac{K}{c} \cos(cK Fo) \right] - \frac{e^{-c^2 Fo}}{K \sqrt{\pi Fo}} \int_0^{cK Fo} e^{\varphi^2 / K^2 Fo} \left\{ 0,5 \frac{K}{c} \sin[cK(Fo - \varphi)] - \cos[cK(Fo - \varphi)] \right\} d\varphi \quad (4.3)$$

где: $c = 0,5K \sqrt{4 / K - 1}$; $z = 0,5K \sqrt{Fo}$; $K = \frac{3c_{\Pi} \rho_{\Pi}}{c_{\text{вод}} \rho_{\text{вод}}}$.

$f(z)$ - табулированная функция.

Из зависимости (4.3) несложно вычислить среднюю температуру теплоносителя, находящегося в полости, в конце периода аккумуляции, а затем определить коэффициент восстановления (извлечения) энергии ($K_{\text{вс}}$) [118].

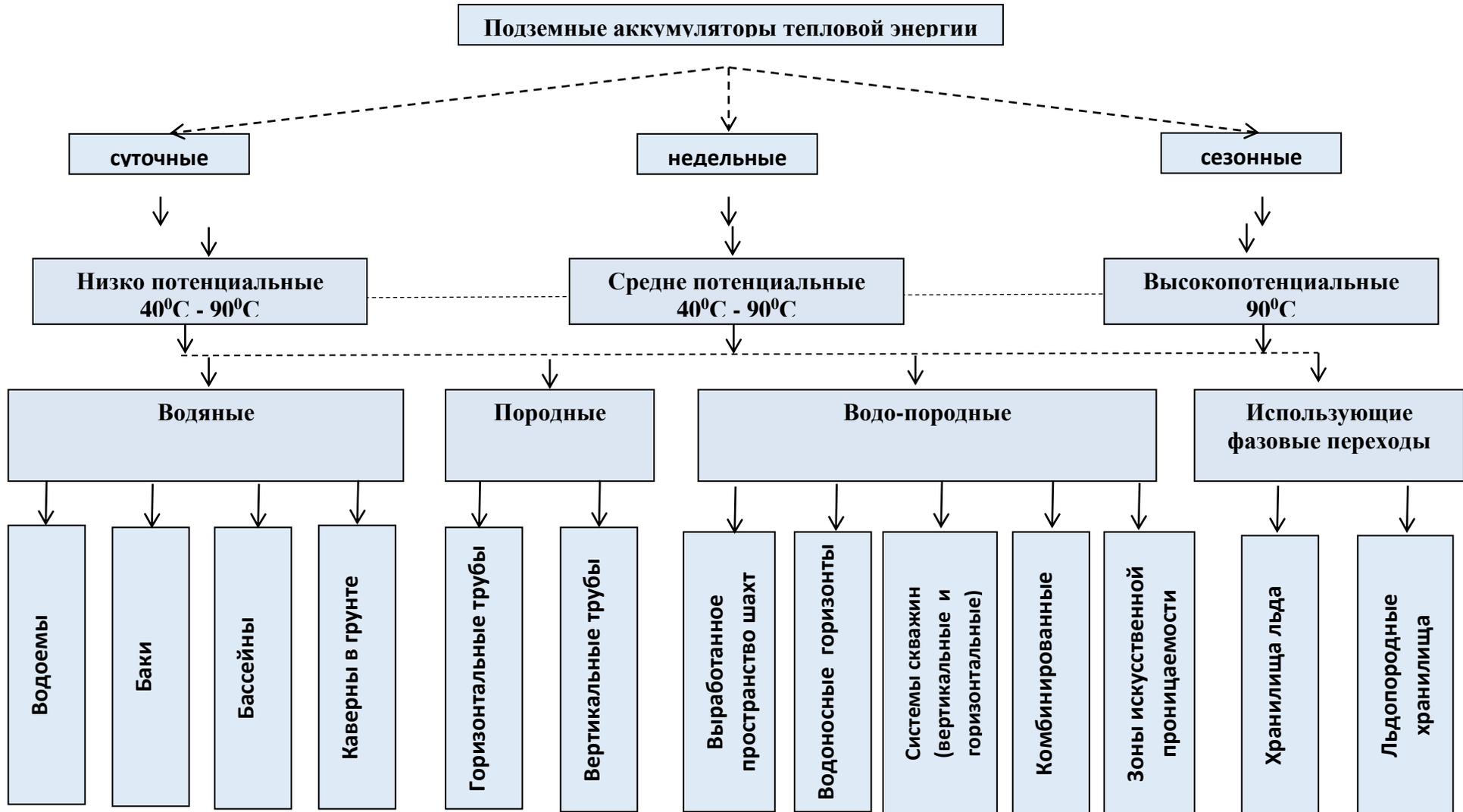


Рисунок 4.1 – Классификация подземных аккумуляторов тепловой энергии

Экспериментальные исследования параметров ПАТЭ в подземных полостях осуществлены на полигоне Горного университета в г. Выборге. В качестве подземного резервуара для аккумуляции горячей воды, нагретой солнечным излучением, использовалась специальная цилиндрическая емкость (объемом 6 м^3) [78]. Зарядка бака-аккумулятора (нагрев заполняющей его воды) осуществлялась в дневное время и составила около 24 часов. Период хранения теплой воды для первого цикла был равен 11 суткам, а для второго 18 суткам. За эти периоды температура воды в баке-аккумуляторе изменилась от $50\text{--}60^\circ\text{C}$ до начальной температуры 24°C (рисунок 4.2). Повышение длительности хранения тепловой энергии во втором цикле связано с уменьшением потерь теплоты в окружающий массив, прогретый в первом цикле аккумуляции от начальной температуры $13\text{--}14^\circ\text{C}$ до температуры $18\text{--}20^\circ\text{C}$ [121].

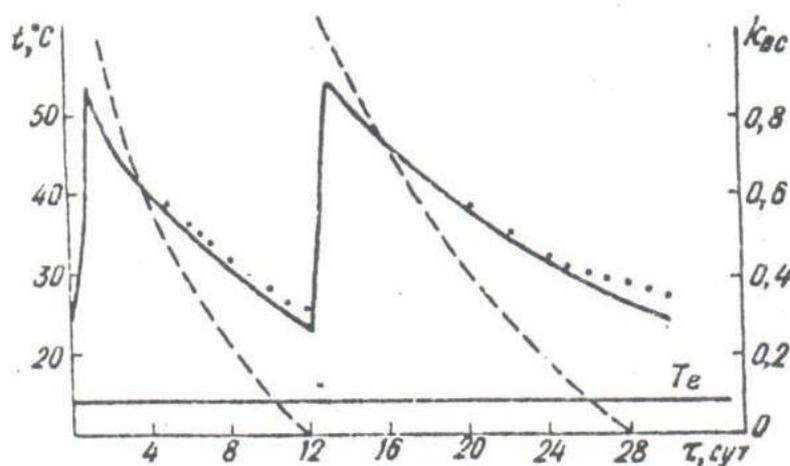


Рисунок 4.2 – ПАТЭ в полостях

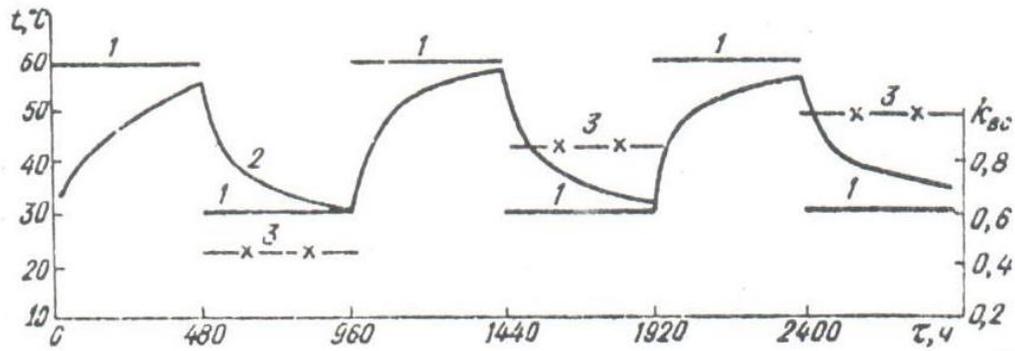


Рисунок 4.3 – Цикл ПАТЭ скважинного типа

Тепловой режим ПАТЭ скважинного типа может быть вычислен с помощью зависимости, описывающей динамику температуры воды на устье (забое) скважины при произвольном законе ее изменения на забое (устье). Зависимость для вычисления температуры теплоносителя на устье t_y каждой скважины в течение первого цикла аккумуляции ($t_o = \text{const}$) имеет вид:

$$t_{ц} = T_o + (t_o - T_o) \exp \left[- \frac{2\pi r_{скв}}{W_{вод} c_{вод} \rho_{вод}} K_{\tau} \right]. \quad (4.4)$$

Величина коэффициента нестационарного теплообмена K_{τ} устанавливается из решения задачи о температурном поле в полном цилиндре бесконечной длины, внутренняя поверхность которого поддерживается при граничных условиях 1-го рода, а тепловой поток через внешнюю поверхность радиуса $r_{ак}$ равен нулю, т.е. $\partial T(r_{ак}, \tau) / \partial r = 0$. Решение данной задачи, осуществленное с помощью метода Бубкова-Галеркина, приводит к следующей зависимости относительной величины K_{τ} :

$$K_{\tau} = \frac{\lambda_{п}}{r_{скв}} \frac{3 + 5R'_{ак}}{(R'_{ак} - 1)(5 + 11R'_{ак})} \exp \left(- 11 \frac{3 + R'_{ак}}{5 + 11R'_{ак}} Fo \right), \quad (4.5)$$

где: $R'_{ак} = r_{ак}/r_{скв}$, а $Fo = a_{п}/(r_{ак} - r_{скв})^2$, $r_{ак}$ - устанавливается величиной аккумулирующего объема, относящегося к единичной скважине.

Выполненные расчеты свидетельствуют о том, что коэффициент восстановления тепловой энергии, вычисленный на основе использования вышеуказанных зависимостей (4.4), (4.5) для элементарного аккумулирующего объема (объем пород вокруг каждой скважины), с увеличением числа циклов аккумулирования будет стремиться к единице (рисунок 4.3). На внешней границе элементарного аккумулирующего объема выполняются условия теплоизоляции и потери теплоты равны нулю. Для установления фактической величины коэффициента восстановления (извлечения) тепловой энергии необходимо вычислить тепловой поток через поверхность, ограничивающую весь аккумулирующий объем. Если предположить, что эта поверхность является поверхностью цилиндрической полости с радиусом $R_{ак}$ и поддерживается при температурном режиме, характеризующемся температурами t_1, t_2 , то динамика теплового потока может быть установлена с помощью зависимостей (4.4), (4.5), а коэффициент восстановления на – основе сопоставления его величины в следующих друг за другом периодах аккумулирования тепловой энергии и ее извлечения. Выполненные таким образом оценки подтвердили ранее высказанное положение о повышении $K_{вс}$ с увеличением отношения аккумулирующего объема к ограничивающей ее поверхности [119,120].

Анализ процессов теплопереноса при аккумулировании энергии в водоносных пластах связан с необходимостью учета схем размещения нагнетательных и откачивающих скважин и режима их эксплуатации.

Режим эксплуатации, главным образом, зависит от направлений движения теплоносителя в циклах аккумулирования и извлечения энергии. В цикле аккумулирования теплоноситель может закачиваться в водоносный пласт по одним скважинам, а в период извлечения – по другим. В этом случае скважины, которые в период аккумулирования были нагнетательными, в цикле извлечения

энергии становятся откачивающими и наоборот. При этом направления движения теплоносителя в циклах аккумуляирования и извлечения различны. Аналогичным образом изменяются и направления движения теплоносителя при использовании для аккумуляирования энергии одной скважины. Расчет температуры на устье откачивающей скважины может быть осуществлен на основе зависимости (4.6), из которой устанавливается продолжительность $\tau_{ак}$ снижения (повышения) температуры теплоносителя θ до требуемого значения. По известной величине $\tau_{ак}$ рассчитываются параметры ПАТЭ (расстояния между скважинами, расход теплоносителя) для единичного цикла аккумуляирования. Для определения эксплуатационных параметров ПАТЭ в течение последующих циклов может быть использована следующая процедура: рассчитывается температура теплоносителя на забое откачивающей скважины для первого цикла аккумуляирования при постоянной температуре закачиваемой воды; закон изменения температуры теплоносителя на забое откачивающей скважины, которая в период восстановления энергии является нагнетательной, с помощью единичных функций аппроксимируется зависимостью, определяющей особенности изменения температуры в период аккумуляции и ее постоянство в цикле восстановления. При данном законе изменения начальной температуры находится температура на забое скважины, которая в период аккумуляирования была нагнетательной. Для нового цикла аккумуляирования закон изменения температуры на устье этой скважины задается с учетом особенностей динамики температуры в период восстановления энергии и ее постоянных значений при нагнетании теплоносителя. Выполняемый описанным образом процесс вычислений может продолжаться до любого заданного цикла аккумуляирования (извлечения). Однако результаты расчетов свидетельствуют о том, что уже, начиная с 3–4 цикла аккумуляирования (извлечения), коэффициент восстановления энергии практически не меняется. Поэтому эффективность процесса аккумуляирования тепловой энергии может быть характеризуема коэффициентом восстановления энергии, вычисленным для третьего цикла аккумуляирования

(восстановления). Влияние продолжительности периода хранения тепловой энергии на коэффициент восстановления определяется при отсутствии естественного фильтрационного потока учетом количества теплоты, безвозвратно теряемой в ниже и выше лежащих породах. При достаточно высокой величине естественного фильтрационного потока к потерям теплоты в горный массив добавляются потери, обусловленные выносом теплоты за пределы области влияния скважин [122].

Режим эксплуатации ПАТЭ при переменном использовании для нагнетания горячей и холодной воды разных скважин не всегда рационален, так как требует использования достаточно сложного оборудования. В этой связи определенный интерес представляет предложенная в работе идея об использовании одних скважин только как нагнетательных, а других лишь в качестве откачивающих. При таком режиме эксплуатации ПАТЭ операции по закачке теплоносителя не реверсируются, а направление движения теплоносителя все время остается постоянным. Водоносный пласт в этом случае служит своеобразным «смесителем» объемов холодной и горячей воды, закачиваемой в него через нагнетательные скважины. По мнению авторов данного способа аккумулирования, температура теплоносителя в откачивающей скважине может поддерживаться на постоянном уровне достаточно продолжительный период времени. Для этого необходимо, чтобы аккумулируемые и извлекаемые количества тепловой энергии были сбалансированы между собой. Последнее определяет важность тщательности выбора схемы расположения нагнетательных и откачивающих скважин, расстояний между ними, а также количеств теплоносителя закачиваемого в циклах аккумулирования и извлечения тепловой энергии.

Анализ процесса аккумулирования энергии при вышеописанном режиме эксплуатации ПАТЭ осуществлен с помощью следующей зависимости:

$$\theta = \theta \left(\sum_{i=1}^n \tau_i \right) + \frac{t_1 - t_2}{t_1 - T_o} \sum_{i=1}^n (-1)^{i+1} \theta \left(\sum_{k=i}^n \tau_k \right), \quad (4.6)$$

где: n - число циклов аккумуляции, а $\theta \left(\sum_{i=1}^n \tau_i \right)$ - вычисляется по формуле.

$$\theta_{\partial} = (c_5 - c_6) \Phi^{-c_4} \ln[(c_1 + c_2 \zeta - c_3 \Phi) \bar{\tau}], \quad (4.7)$$

где $\bar{\tau} = \frac{W\tau}{\epsilon h_{\text{пл}} l_{\text{СКВ}}^2}$; $\Phi = \frac{2l_{\text{СКВ}}}{h_{\text{пл}}} \sqrt{\frac{\lambda_{\text{пл}} \rho_{\text{пл}} c_{\text{пл}} h_{\text{пл}}}{\pi c_{\text{э}} \rho_{\text{э}} c_{\text{вод}} \rho_{\text{вод}} W}}$, $\zeta = 2l_{\text{СКВ}}/b_{\text{СКВ}}$;

где $l_{\text{СКВ}}$ и $b_{\text{СКВ}}$ – соответственно расстояния между скважинами и рядами скважин.

Значения коэффициентов c_i для различных схем размещения скважин приведены в таблице 4.1.

Таблица 4.1 - Значения коэффициентов C_i

Схема расположения скважин	C_1	C_2	C_3	C_4	C_5	C_6
Линейные галереи с двумя рядами разноименных скважин (рис.4.4а)	0,27	0,98	0,66	0,55	0,21	0,56
Линейные галереи с периодическим чередованием рядов нагнетательных и добычных скважин (рис.4.4б)	0,636	0,384	0,44	0,672	0,117	0,1
Шахматные ряды нагнетательных и добычных скважин (рис.4.4в)	0,315	0,468	0,39	0,79	0,13	0,18

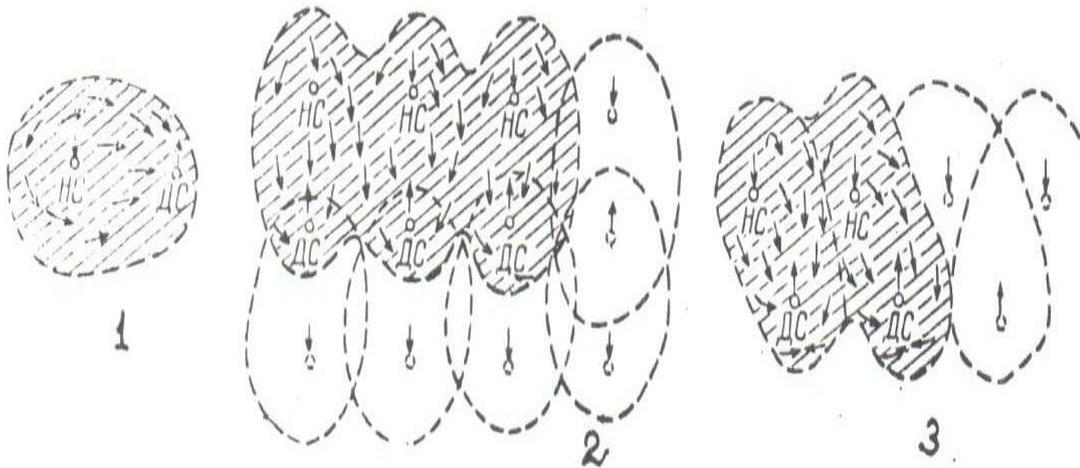


Рисунок 4.4 – Схемы расположения скважин при извлечении теплоты из естественного коллектора: 1 – со спаренными скважинами (добычная и нагнетательная); 2 – линейными галереями; 3 – шахматными рядами скважин

При этом процесс вычисления параметров ПАТЭ имеет следующую последовательность [123].

Для выбранной схемы расположения скважин, расстояний между ними ($l_{\text{скв}}$ и $b_{\text{скв}}$) и заданной продолжительности циклов аккумуляции (извлечения) $\tau_{\text{ак}}$ определяется расход теплоносителя в расчете на пару скважин. При этом используется зависимость (4.6), в которой безразмерной температуре присваивается значение, допускающее некоторое изменение температуры на забое откачивающей скважины, например $\theta = 0,1$. Вычисление расхода теплоносителя может осуществляться графоаналитическим или любым другим методом. После нахождения всех параметров ПАТЭ осуществляется расчет его основных характеристик: динамики температуры на забое откачивающих скважин и коэффициента восстановления (извлечения) энергии. Коэффициент извлечения энергии вычисляется как отношение количеств теплоты, аккумуляции и извлеченной в каждом цикле аккумуляции (извлечения).

На рисунках 4.5 (а), 4.5 (б) приведены результаты тепловых расчетов ПАТЭ для схемы размещения скважин линейными галереями с двумя рядами

эксплуатационных скважин при $l_{\text{скв}} = b_{\text{скв}} = 60$ м, $W = 21$ м³/ч и $l_{\text{скв}} = 60$ м, $b_{\text{скв}} = 20$ м, $W = 12$ м³/ч, а на рисунке 4.5 в – для схемы с линейными галереями при периодическом чередовании рядов нагнетательных и откачивающих скважин и $l_{\text{скв}} = 60$ м, $b_{\text{скв}} = 30$ м, $W = 16$ м³/ч. Во всех случаях $\tau_{\text{ак}}$ принято равным 2190

час, $t_1 = 90^\circ\text{C}$, $t_2 = 30^\circ\text{C}$, $h_{\text{пл}} = 20$ м, $\frac{c_{\text{э}}\rho_{\text{э}}}{c_{\text{вод}}\rho_{\text{вод}}} = 0,6$; $\frac{c_{\text{п}}\rho_{\text{п}}}{c_{\text{вод}}\rho_{\text{вод}}} = 0,52$; $a_{\text{п}} = 8,3 \cdot 10^{-7}$ м²/с.

Анализ результатов показал, что при схеме расположения скважин линейными галереями с двумя рядами эксплуатационных скважин коэффициент восстановления энергии зависит от соотношения расстояний между рядами скважин и между одноименными скважинами в ряду. С увеличением параметра ζ повышается и величина $K_{\text{вс}}$. Это связано с выравниванием скоростей фильтрации по всем линиям тока элемента схемы, состоящего из двух скважин, и, как следствие, уменьшением выноса теплоты за пределы зоны влияния скважин.

Аналогичная причина обусловила и то, что для схемы расположения скважин линейными галереями с периодическим чередованием рядов нагнетания и откачки коэффициент восстановления энергии уже к третьему циклу становится равным 0,93 (рисунок 4.5в).

Аккумуляция тепловой энергии в водоносных горизонтах, хотя и является наиболее эффективным способом аккумуляции, но, вместе с тем, ограничено рядом требований к условиям залегания водоносного горизонта (глубина, угол падения, наличие водоупоров, фильтрационные параметры пласта и т.д.), и экологическим аспектам его использования.

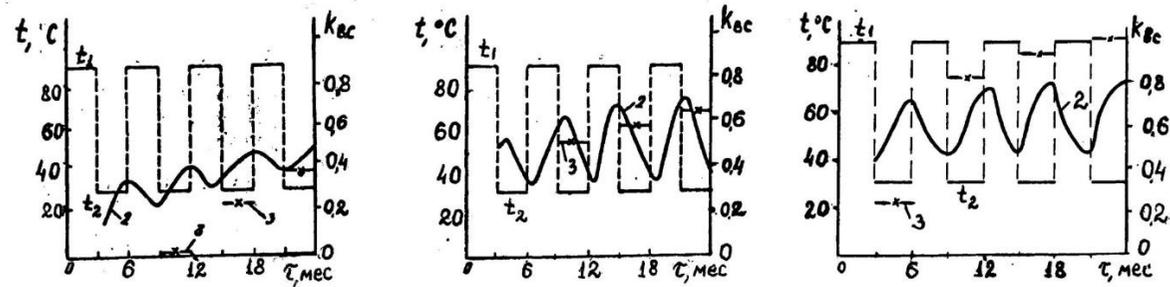


Рисунок 4.5 (а, б, в) - Температура воды на входе (t_1) и выходе (кривая 2) из ПАТЭ и коэффициентов восстановления энергии (кривая 3) при размещении скважин линейными галереями с двумя рядами скважин при $\zeta=2$ (а) и $\zeta=6$ (б) и линейными галереями с чередованием рядов нагнетания и откачки при $\zeta=4$

Поэтому перспективной представляется идея об аккумулировании тепловой энергии в зонах искусственно созданной проницаемости. Такие зоны могут быть образованы с помощью взрывных работ или гидравлического взрыва [124].

На полигоне Горного университета в г. Выборге [73] были проведены эксперименты по аккумулированию тепловой энергии в зоне искусственной проницаемости, созданной в результате взрывания ВВ в двух скважинах глубиной 30 м, отстоящих друг от друга на 2 м (рисунок 4.6). В процессе исследований были выявлены основные закономерности изменения проницаемости трещинной зоны при нагнетании горячей и холодной воды, а также ее температуры на выходе из проницаемой среды (рисунок 4.7). Кроме того, были проверены специально разработанные методы расчета параметров ПАТЭ этого типа и определено значение коэффициента восстановления при извлечении тепловой энергии из трещинной зоны, величина которого составила 0,76.

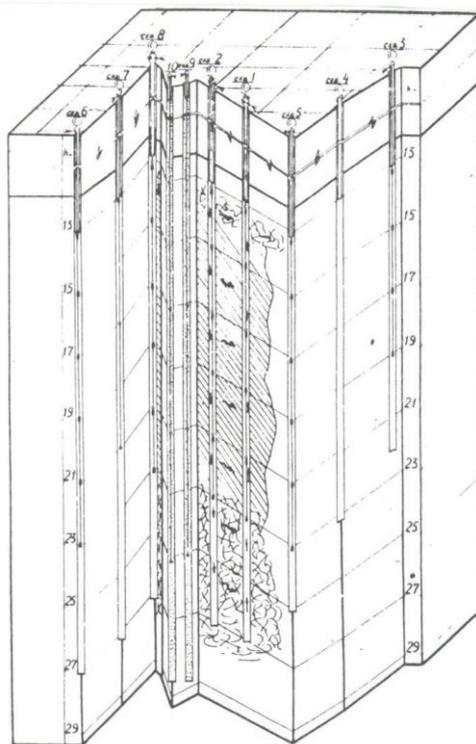


Рисунок 4.6 - Схематический разрез натурной модели ПАТЭ с зоной искусственной проницаемости

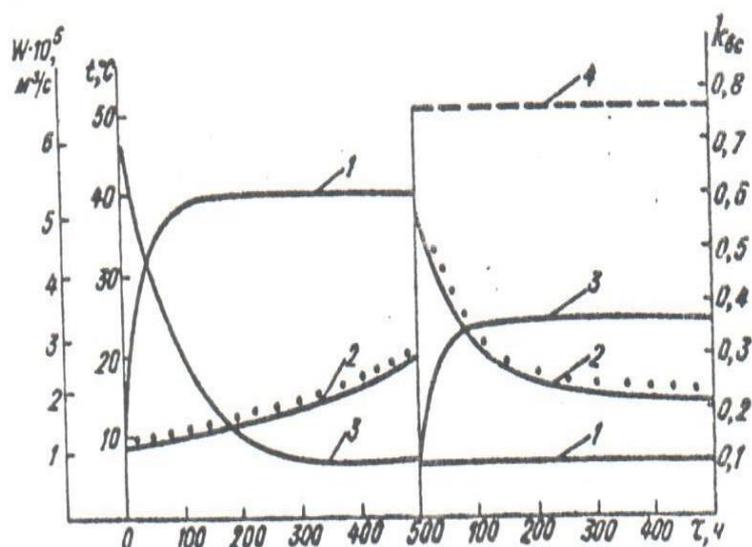


Рисунок 4.7 - Цикл ПАТЭ с зоной искусственной проницаемости

4.2 Выбор типов и параметров подземных аккумуляторов тепловой энергии

Температура наружного в течение зимнего периода изменяется по сложному вероятностному закону, опускаясь в одни временные интервалы до минимальных значений, а в другие временные интервал, достигая максимальных величин (рисунок 4.8) [125].

Если все температуры наружного воздуха рассматривать относительно некоторой средней за расчетный период температуры (среднесуточной, средне недельной, среднемесячной, средне зимней), то по значению этой температуры легко вычислить количества теплоты, на величину которых суммарная тепловая мощность системы подогрева будет ΔN_{in} или снижаться ΔN_{dec} относительно тепловой мощности $N_{h.w.}$, вычисленной по средней за расчетный период температуре. Для вычисления $N_{h.w.}$ следует использовать формулу (3.1) с заменой $W_{con.}$ на суммарный расход теплоносителя $W_{tot.}$, определенный с учетом возможного поступления нагретой воды из газового котла.

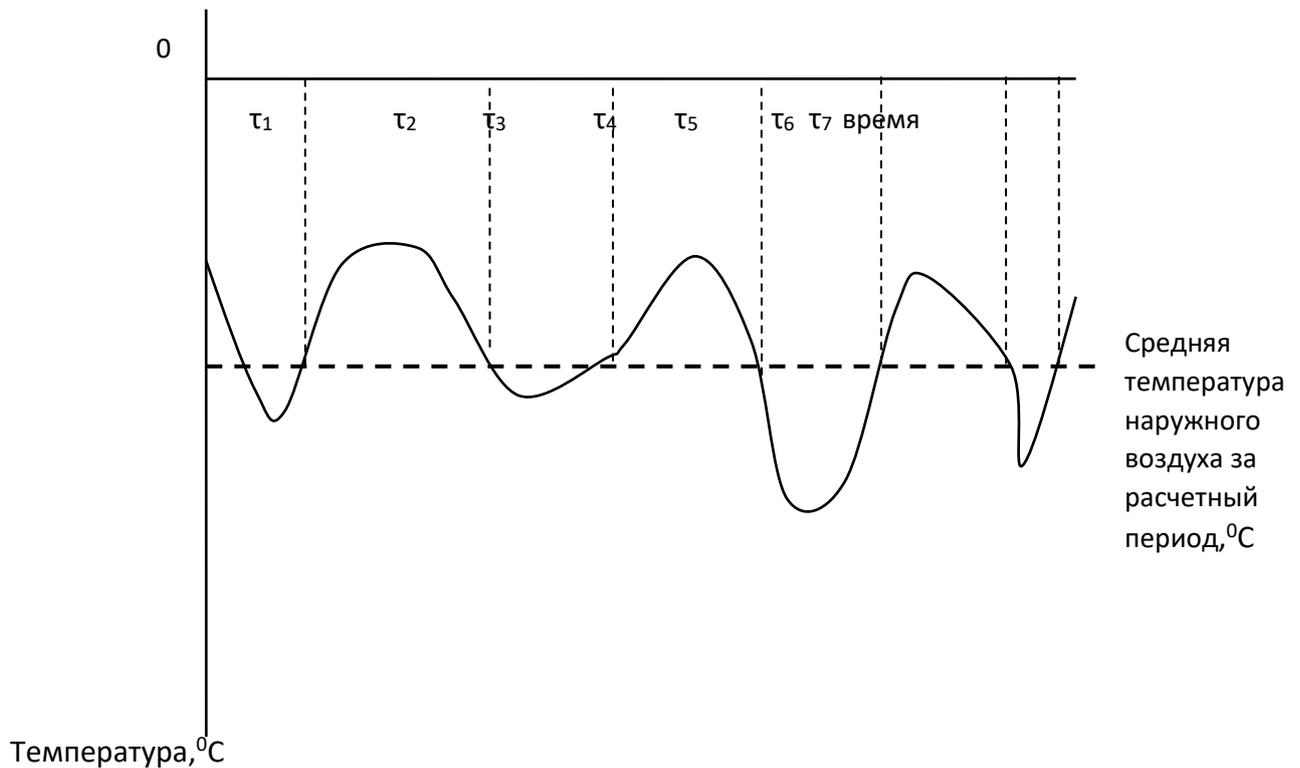


Рисунок 4.8 - Изменение температуры наружного воздуха в течение зимнего периода

Расход теплоносителя W_{tot} при этом рассчитывается по формуле:

$$W_{tot} = N_{h.w.} / C_w \rho_w. (\theta_{ent.} - \theta_{ex.}) \quad (4.8)$$

В периоды, когда текущее значение температуры наружного воздуха выше средней температуры за расчетный период расход теплоносителя равен:

$$W_{dec.} = (N_{h.w.} - \Delta N_{in} / C_{вод.} \rho_{вод.} (\theta_{ent.} - \theta_{ex.})) \quad (4.9)$$

В этом случае расход воды, который необходимо закачивать в ПАТЭ, составит:

$$W_{st.} = W_{tot} - W_{dec.} \quad (4.10)$$

В течение периода закачки теплоносителя, его хранения в ПАТЭ и последующего извлечения часть тепловой энергии будет теряться безвозвратно в породных отдельностях, слагающих аккумулирующий объем, и на прогрев окружающего его массива горных пород. Если характеризовать отношение количеств теплоты, поступивших в проницаемую зону Q_{inj} и извлеченных из нее Q_{ext} после периода хранения, коэффициент восстановления тепловой энергии $k_{en.g.}$ ($k_{en.g.} = Q_{ext} / Q_{inj}$), то его величина будет зависеть от количества циклов закачки-извлечения, повышаясь с увеличением их числа, асимптотически приближаясь к единице [126].

В этой связи тип ПАТЭ должен быть выбран таким образом, чтобы величина коэффициента восстановления тепловой энергии была максимальна к 3 – 4 циклу закачки – извлечения.

Потери теплоты в процессе аккумулирования приводят к тому, что ее количество, подаваемое в ПАТЭ, должно превосходить количество извлекаемой теплоты, т.е. $Q_{inj} = Q_{ext} / k_{en.g.}$

Кроме того, при выборе типа ПАТЭ необходимо принимать во внимание, что основное количество теплоты должно быть аккумулировано не в породных отдельностях, слагающих аккумулирующий объем, а в воде, заполняющей свободном пространстве (поры, пустоты и трещины). Это дает возможность в периоды извлечения тепловой энергии сократить при прокачке через ПАТЭ объем шахтной воды, необходимой для отбора части теплоты, аккумулированной в породах.

Таким образом, если для компенсации дефицита тепловой энергии в периоды снижения температур наружного воздуха ниже средних за расчетный период, необходимо количество теплоты Q_{ext} , то расход теплоносителя, который необходимо закачивать в ПАТЭ, при температурах наружного воздуха выше средних за расчетный период, будет составлять:

$$W_{st} = Q_{ext} / k_{en.r} C_w \rho_w (\theta_{ent.} - T_h) \quad (4.11)$$

где T_h – средняя за расчетный период температура аккумулирующего объема, °С.

Объем свободного пространства при этом должен соответствовать объему теплоносителя, закачиваемого за период времени $\Delta\tau$, в течение которого температура наружного воздуха превышает средне зимнюю температуру.

Для ПАТЭ, представляющим полость, созданную в массиве непроницаемых горных пород, ее объем составляет:

$$V_{ves.} = W_{st} \Delta\tau \quad (4.12)$$

Для подземных аккумуляторов тепловой энергии, образованных в водоносном пласте или созданных в специальном котловане путем его заполнения сыпучим материалом (щебень, гравий, песок), объем, необходимый для аккумуляции теплоты, следует рассчитывать с учетом величины пористости m .

$$V_{ves.} = W_{st} \Delta\tau / m \quad (4.13)$$

Для подземных аккумуляторов тепловой энергии, в которых аккумулирующий объем представляет собой непроницаемый массив горных пород, для извлечения теплоты необходима непрерывная циркуляция воды в течение всего периода, когда температура наружного воздуха ниже средней температуры.

К такому типу ПАТЭ относятся вертикальные скважины, пробуренные в породах, горизонтальные трубы, уложенные в грунт, зоны искусственной проницаемости, созданные горном массиве путем его разрушения взрывом или гидравлическим разрывом.

4.3 Исследование процессов теплопереноса при аккумулировании теплоты водоносном пласте или искусственно созданной пористой среде

В схеме подогрева наружного воздуха, представленной на рисунке 4.9, для организации такой циркуляции предусмотрен насос 13, подающий воду, выходящую из испарителя теплового насоса, в скважины. Конструкция скважин предусматривает подачу холодной воды в горный массив по теплоизолированным колоннам извлечение нагретой в результате теплообмена с породами воды по межтрубному пространству. Для аккумулирующих объемов в виде зон искусственной проницаемости для организации циркуляции воды необходимо использование как минимум двух скважин: нагнетательной и откачивающей.

Тепломассоперенос в объеме пористой среды, используемой для аккумулирования теплоты, рассматривается в рамках гомогенной модели, предполагающей «мгновенное уравнивание» температур фильтрующегося теплоносителя и минерального скелета (породных отдельностей), слагающего проницаемую зону [128].

Рассмотрим подземный аккумулятор теплоты, созданной в пористой среде и использующего одну скважину для последовательной закачки и извлечения теплоносителя (рисунок 4.9).

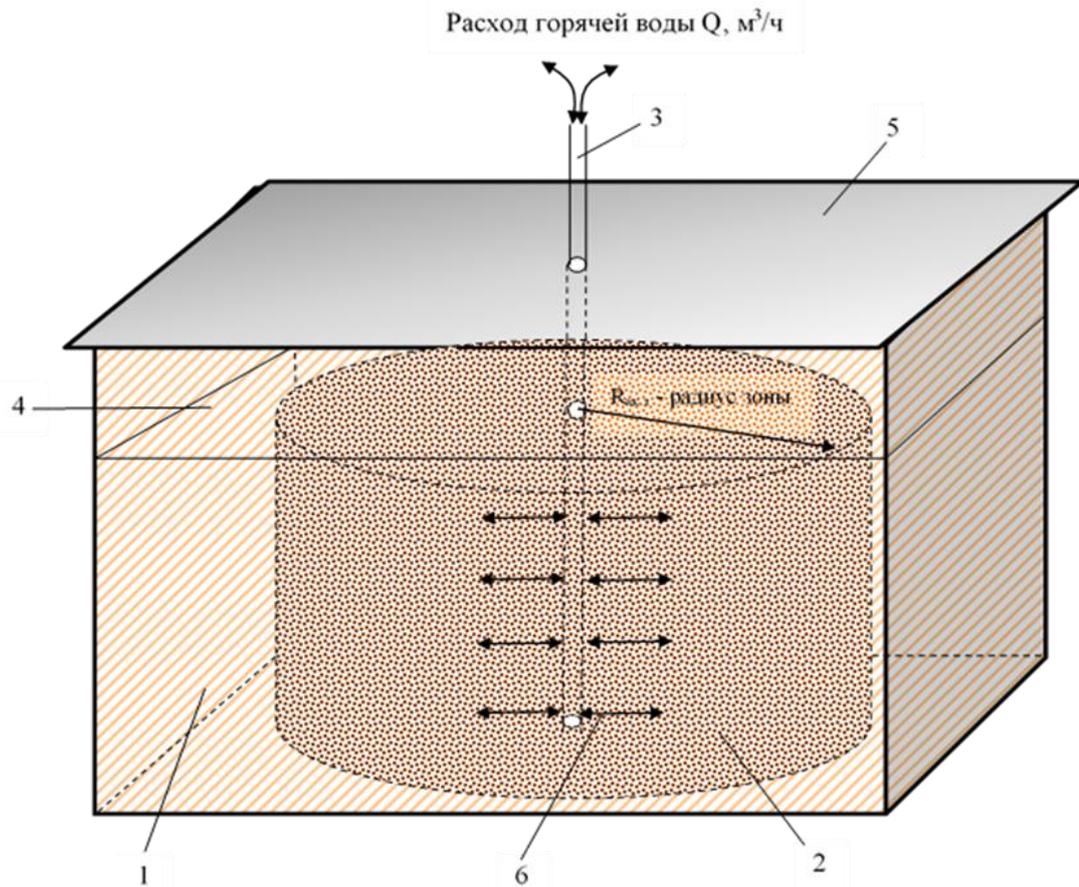


Рисунок 4.9 - Принципиальная схема подземного аккумулятора теплоты использующего одну скважину для закачки и извлечения теплоносителя [129] (1 – зона повышенной проницаемости; 2 – теплоаккумулирующий объем; 3 – скважина для закачки и извлечения теплоносителя; 4 – поверхность контакта зоны повышенной проницаемости (фильтрующего объема пород) и «непроницаемых» вмещающих пород; 5 – массив «непроницаемых» вмещающих пород; 6 – направления закачки и извлечения теплоносителя из зоны повышенной проницаемости)

Тепломассоперенос в объеме пористой среды, используемой для аккумуляции теплоты, рассматривается в рамках гомогенной модели, предполагающей «мгновенное уравнивание» температур фильтрующегося теплоносителя и минерального скелета (породных отдельностей), слагающего проницаемую зону.

Математическая формулировка задачи представлена в виде дифференциального уравнения:

Дифференциальное уравнение, характеризующее изменение температуры в зоне повышенной проницаемой:

$$\text{где } C_{\text{эф}} \rho_{\text{эф}} = C_{\text{в}} \rho_{\text{в}} m + C_{\text{ск}} \rho_{\text{ск}} (1-m), \quad (1-m); \quad (4.14)$$

Начальные и граничные условия:

$$t(0,0,z,\tau) = t_0 \quad -h < Z < h \quad (4.15)$$

$$t(x,y, \pm h, \tau) = T_{\text{п}}(x,y, \pm h, \tau) \quad (4.16)$$

$$\frac{\partial t}{\partial N} = \frac{\partial T_{\text{п}}}{\partial N} = 0 \quad \text{при } X, Y, Z \rightarrow \pm\infty \quad (4.17)$$

$q(x, y, z, \tau)$ - удельный тепловой поток на границе раздела проницаемой и непроницаемой зон, Вт/м².

где $t(x, y, z, \tau)$ – температура фильтрующего объема пород, °С; $T_{\text{п}}(x, y, z, \tau)$ – температура «непроницаемых вмещающих пород, окружающих фильтрующий объем, °С;

m – пористость, доли ед.; $C_{\text{в}}$, $C_{\text{ск}}$ и $\rho_{\text{в}}$, $\rho_{\text{ск}}$ – соответственно удельные теплоемкости и теплопроводности воды и пород, слагающих проницаемую зону, Дж/(кг К) и Вт/(м К); h – половина высоты проницаемой зоны, м; проекции скорости фильтрации на оси координат, м/с.

Для вычисления скоростей фильтрации теплоносителя система уравнений (4.15) – (4.17) дополняется уравнениями движения, которые для рассматриваемого типа ПАТЭ могут быть представлены уравнениями Дарси.

Численное решение задачи было осуществлено на основе программного пакета «Flow-Vision».

Для проведения математического моделирования были составлены следующие расчетные схемы (рисунки 4.10 – 4.13).

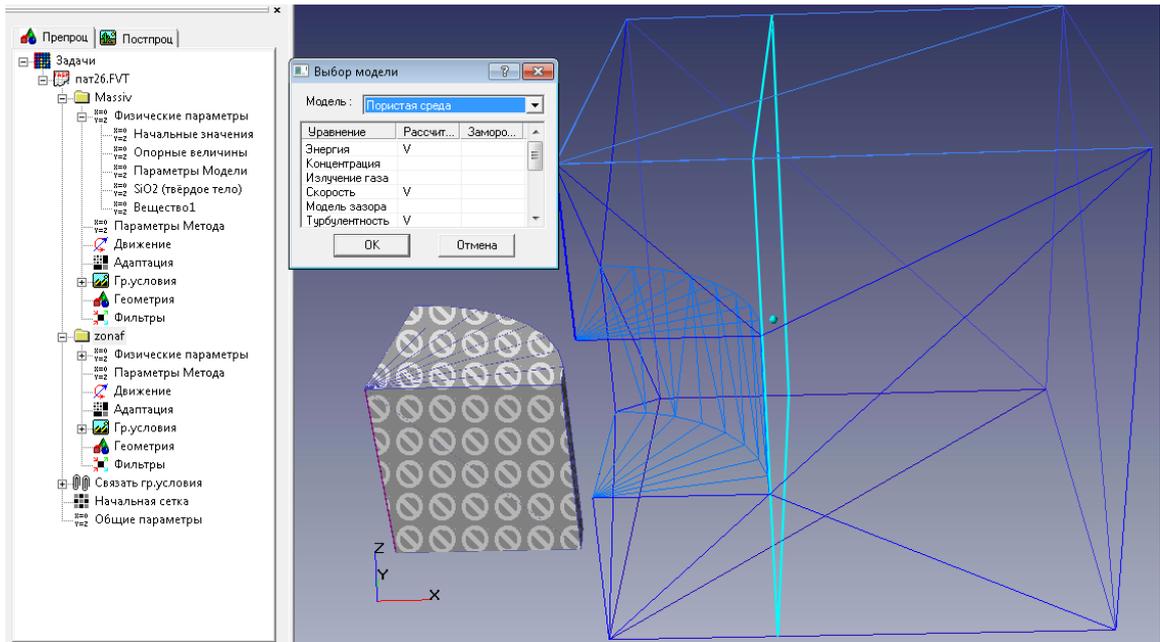


Рисунок 4.10 – Схема расчета температуры и скорости фильтрации для проницаемой области

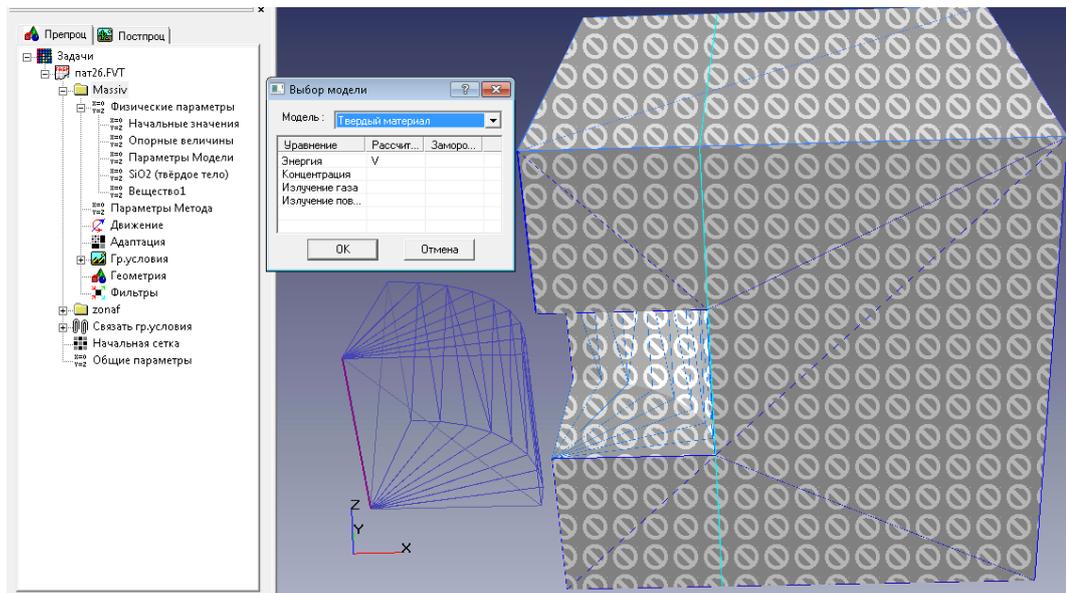


Рисунок 4.11 - Схема расчета температуры для непроницаемой области (вмещающие породы)

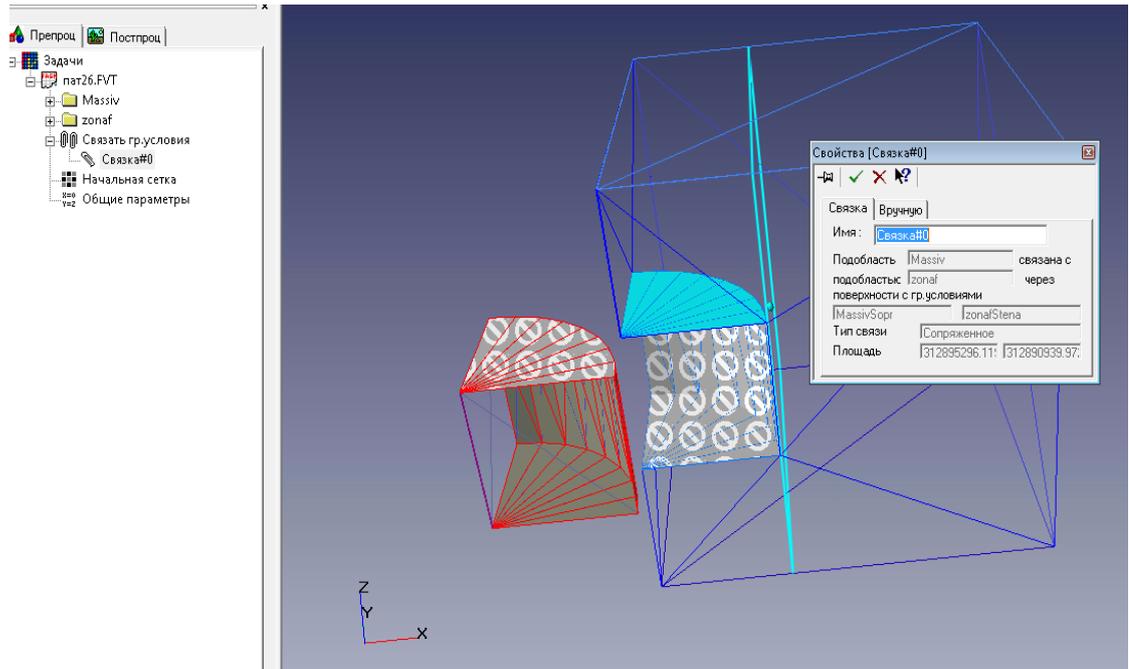


Рисунок 4.12 – Сопряжение граничных условий на границах контактной и непроницаемой зон

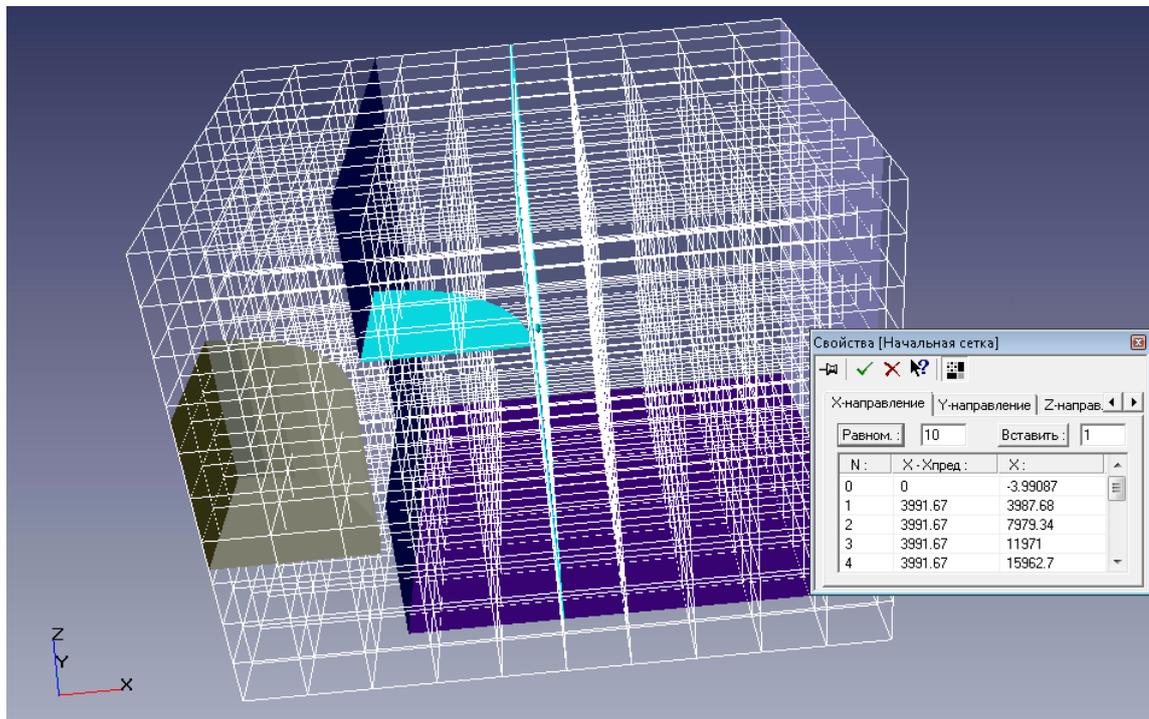


Рисунок 4.13 – Представление расчетной области в виде расчетных блоков (1000 расчётных блоков, размером 10x10x10 м)

Численные расчеты выполнялись для следующих исходных данных
 Начальная температура области фильтрации и вмещающих пород $T_0 = 5^{\circ}\text{C}$
 $m = 0,3$; $\rho_k = 1900 \text{ кг/м}^3$; $C_{ск} = 2019 \text{ Дж/(кг }^{\circ}\text{C)}$; $\lambda = 0,814 \text{ Вт/(м }^{\circ}\text{C)}$; $2h = 10 \text{ м}$; $R_{скв} = 0,075 \text{ м}$; $t_0 = 100^{\circ}\text{C}$; расход теплоносителя, закачиваемого в проницаемую зону и извлекаемого из нее, был принят равным $130 \text{ м}^3/\text{с}$.

Количество циклов закачки – хранения - извлечения теплоносителя равно 4. Время каждого из циклов закачки, хранения теплоносителя и его извлечения равны между собой и составляют 12 час. Общее время моделирования 144 час. Результаты моделирования представлены (рисунки 4.14 – 4.22) [125].

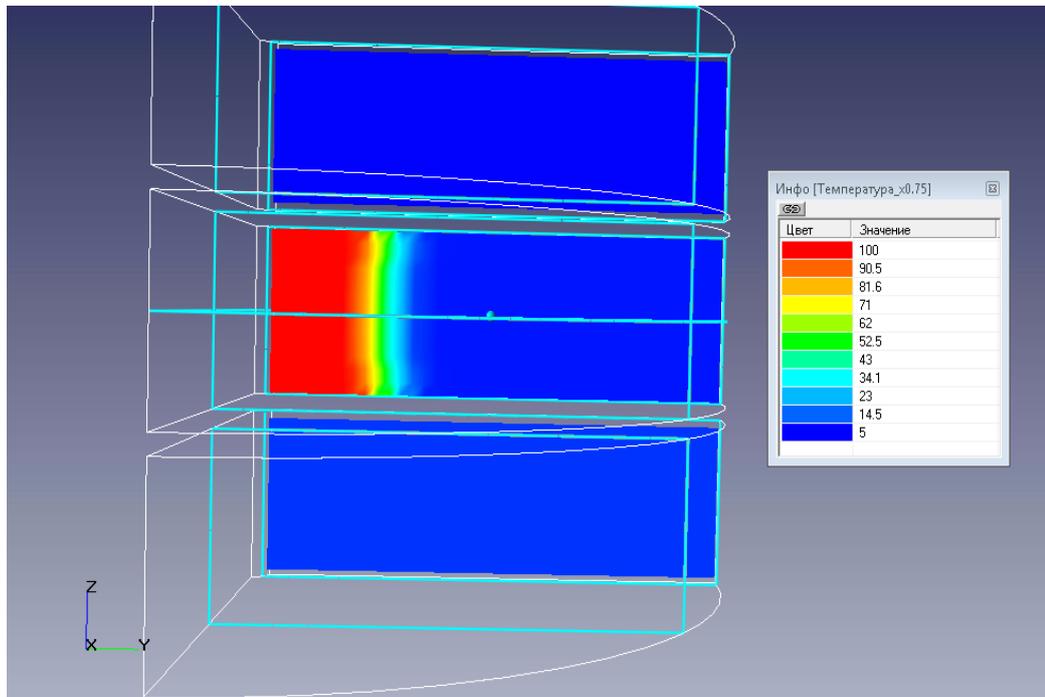


Рисунок 4.14 – Распределение температур по объему проницаемой зоны в конце первого цикла закачки (12 час)

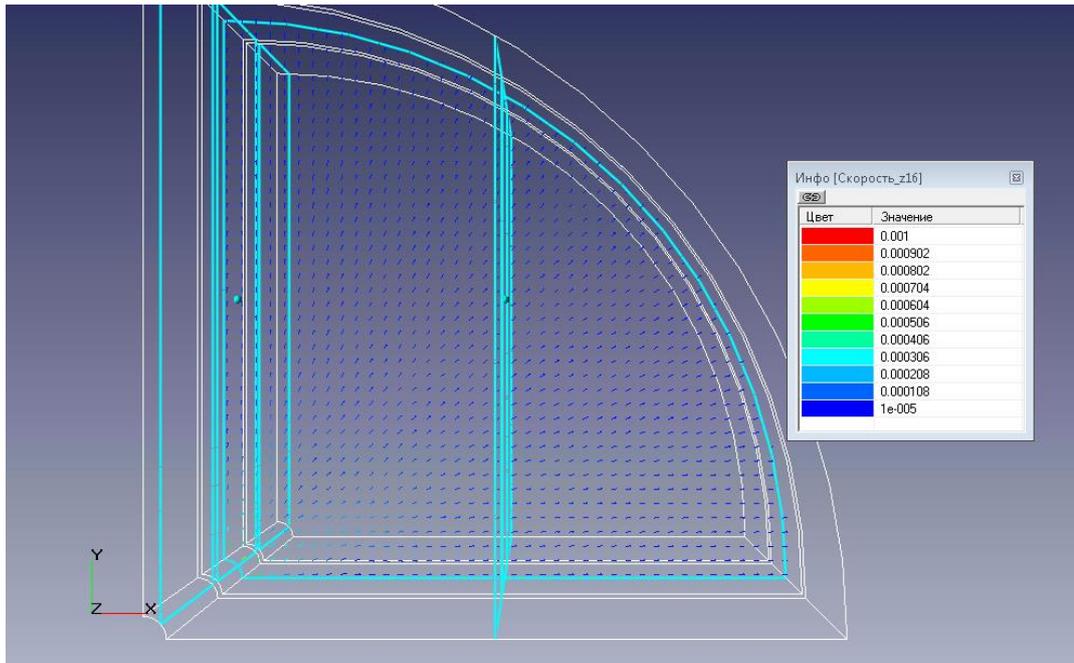


Рисунок 4.15 – Поле скоростей фильтрации по объему проницаемой зоны в конце первого цикла закачки (12 час)

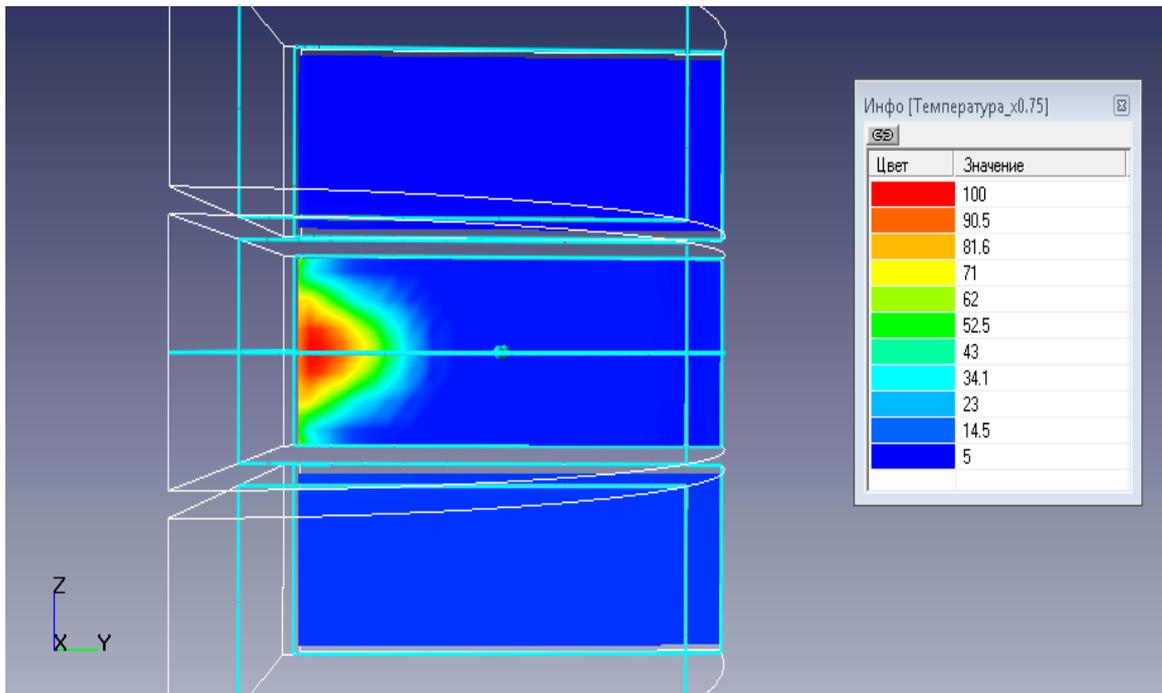


Рисунок 4.16 – Распределение температур по объему проницаемой зоны в конце первого цикла извлечения теплоносителя после 12 часового периода хранения (36 час)

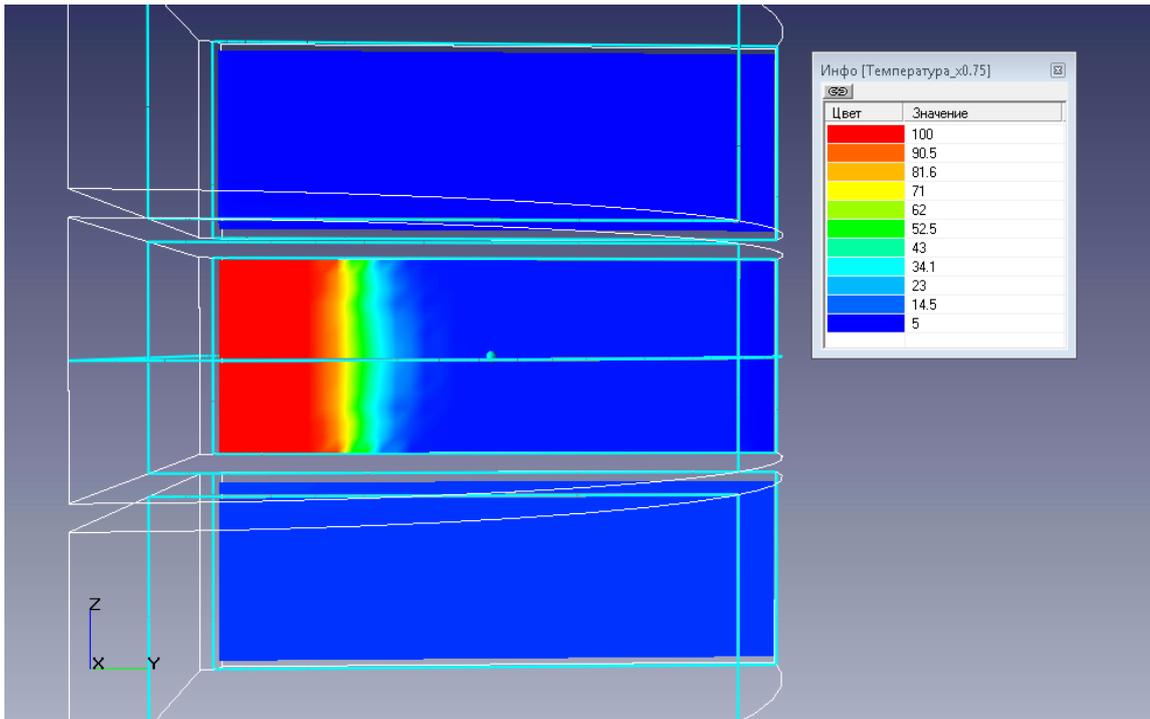


Рисунок 4.17 – Распределение температур по объему проницаемой зоны в конце второго цикла закачки (48 час)

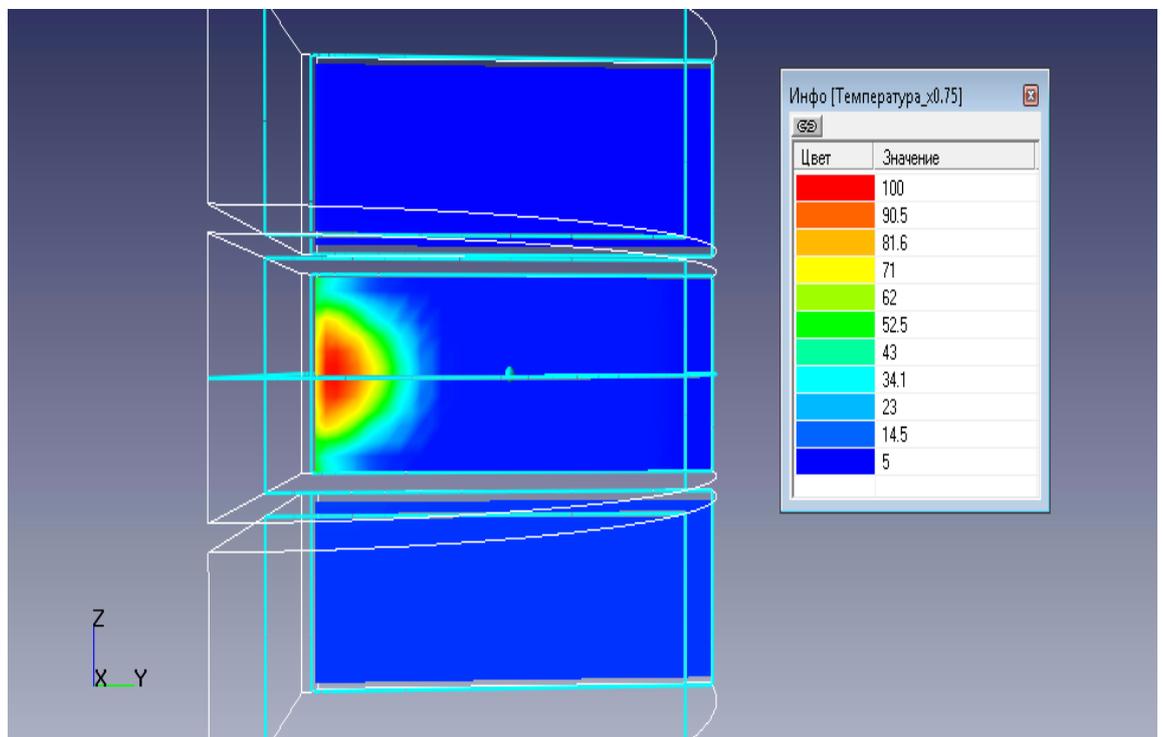


Рисунок 4.18 – Распределение температур по объему проницаемой зоны в конце второго цикла извлечения теплоносителя после 12 часового периода хранения (72 час)

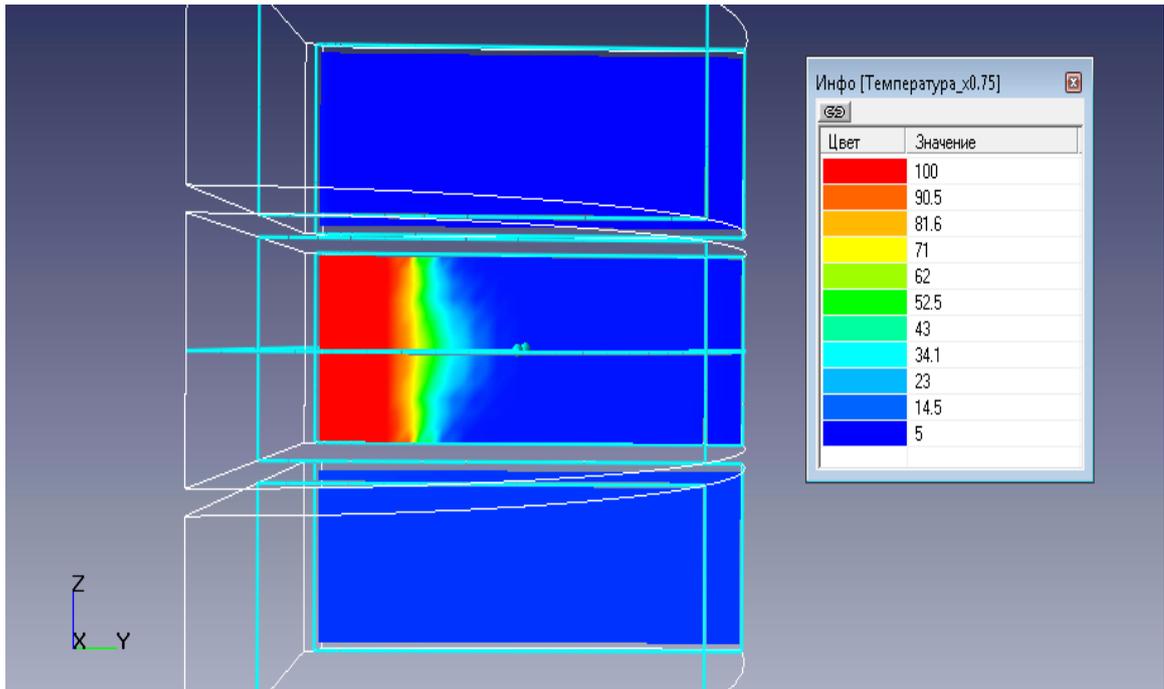


Рисунок 4.19 – Распределение температур по объему проницаемой зоны в конце третьего цикла закачки (84 час)

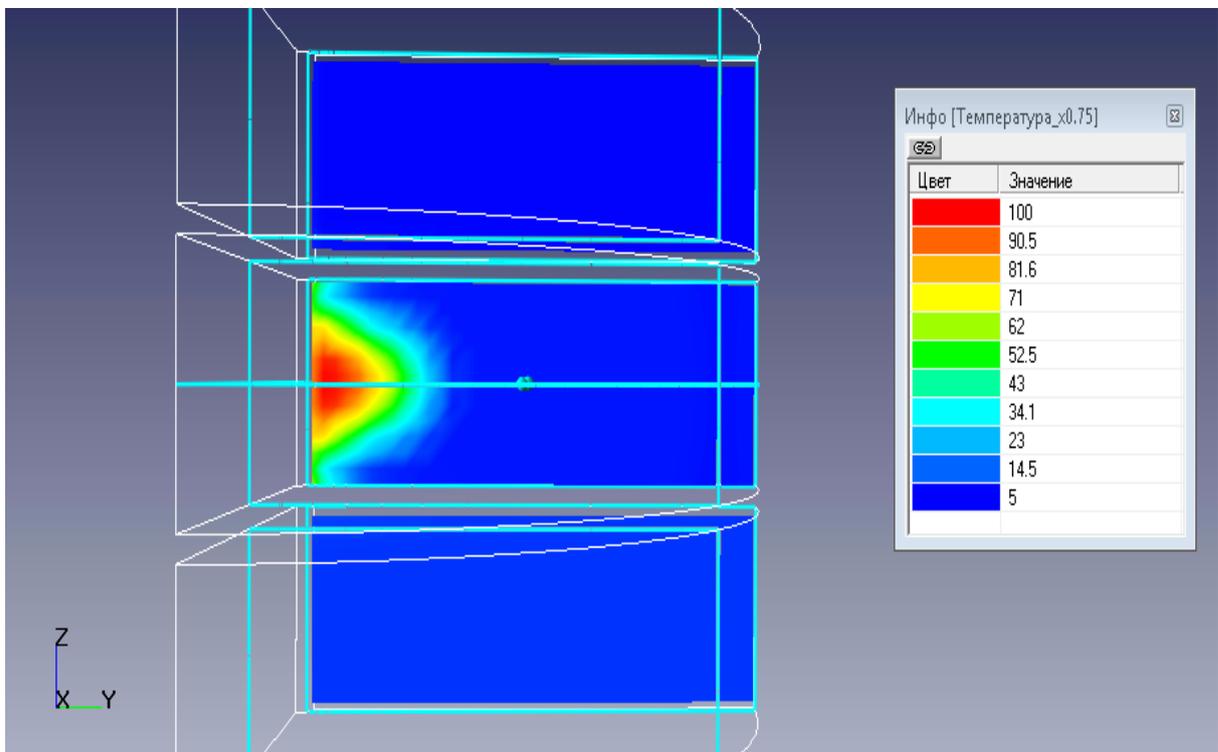


Рисунок 4.20 – Распределение температур по объему проницаемой зоны в конце третьего цикла извлечения теплоносителя после 12 часового периода хранения (108 час)

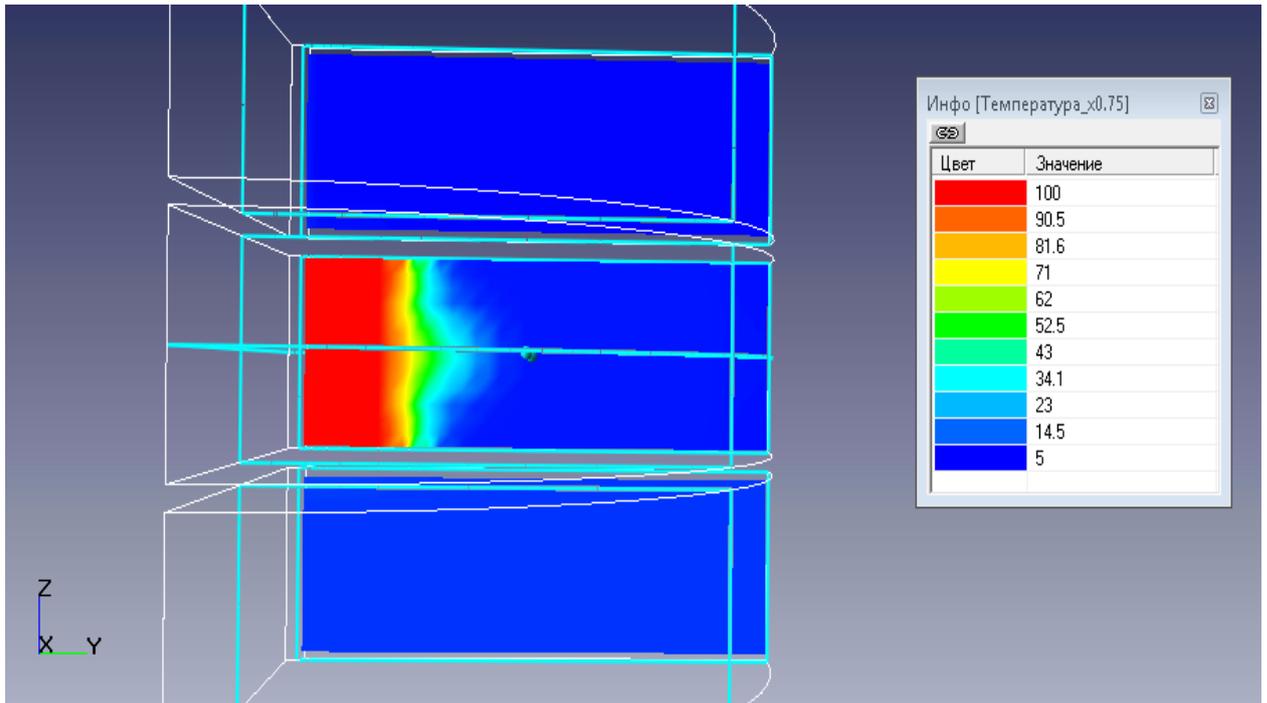


Рисунок 4.21 – Распределение температур по объему проницаемой зоны в конце третьего цикла закачки (120 час)

По данным, характеризующим распределения температур в проницаемой зоне для каждого цикла закачки – извлечения, были вычислены количества теплоты, поступившие в проницаемую зону Q_{inj} и извлеченные из нее Q_{ext} после периода хранения, а затем определена величина коэффициент восстановления тепловой энергии $k_{en.r.}$.

Значения коэффициентов восстановления тепловой энергии для четырех циклов закачки теплоносителя и его извлечения с учетом периода хранения представлены на рисунке 4. 22.

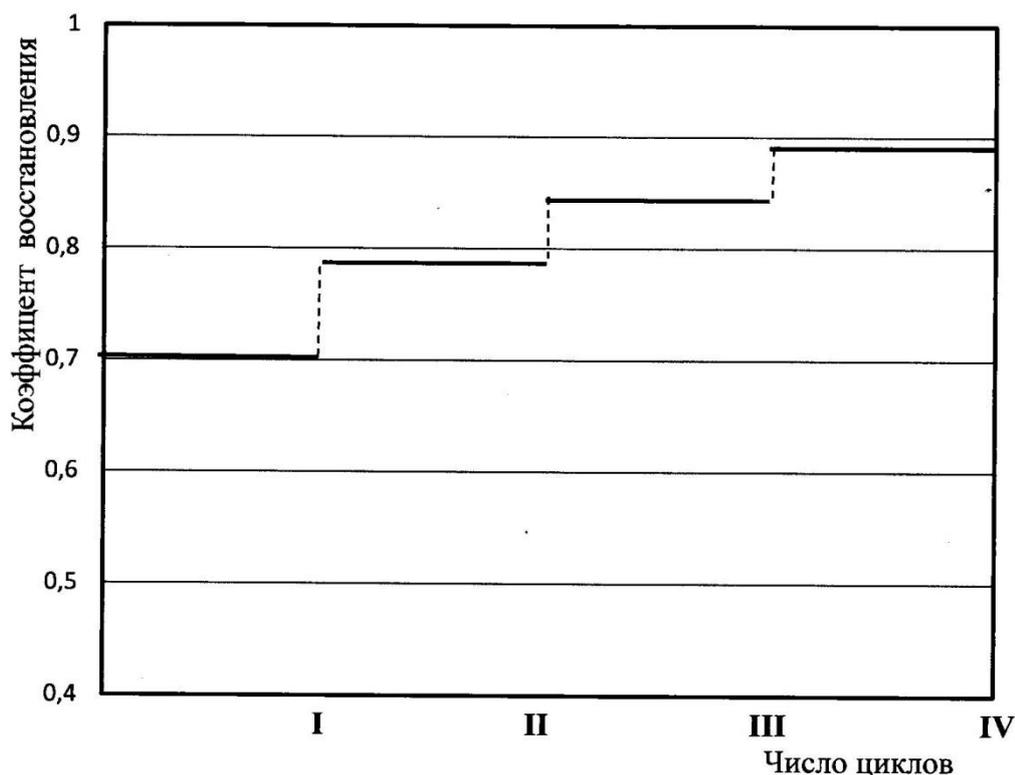


Рисунок 4.22 – Зависимость коэффициента восстановления тепловой энергии от числа циклов закачки – хранения – извлечения

Анализ данных, представленных на рисунке 4.22, показывает, что к четвертому циклу закачки – извлечения коэффициент восстановления тепловой энергии становится равным 0,89.

4.4. Выводы по четвертой главе

1. При выборе типа ПАТЭ необходимо принимать во внимание, что основное количество теплоты должно быть аккумулировано не в породных отдельностях, слагающих аккумулирующий объем, а в воде, заполняющей свободном пространство (поры, пустоты и трещины). Это дает возможность в периоды извлечения тепловой энергии сократить при прокачке через ПАТЭ объем шахтной воды, необходимой для отбора части теплоты, аккумулированной в породах;

2. Для моделирования процессов теплопереноса в аккумулирующем объеме, представляющем собой часть водоносного пласта или созданным в результате заполнения специально образованного котлована сыпучим материалом (щебень, гравий, песок), целесообразно использование гомогенной физической модели, предполагающей «мгновенное» уравнивание температур нагнетаемого теплоносителя и породных отдельностей;

3. Результаты математического моделирования подтверждают, что для ПАТЭ, созданных в проницаемых зонах с значениями эффективной пористости, превосходящих 0,25 - 0,3, коэффициент восстановления тепловой энергии уже к четвертому циклу закачки – откачки теплоносителя асимптотически стремится к 0,9;

4. При определении количества теплоносителя, закачиваемого в аккумулирующий объем во время понижения температуры наружного воздуха (ниже средней температуры) за данный период, учитывается потеря теплоты в период хранения теплоты и извлечения теплоты из ПАТЭ, определяемые коэффициентом восстановления энергии.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Основные научные и практические результаты выполненной работы, заключаются в следующем:

1. Применение теплоты шахтной воды для подогрева наружного воздуха в сочетании с тепловыми насосами экономически эффективно при дебитах шахтной воды, превышающих 300 – 500 м³/час. При этом срок окупаемости системы подогрева наружного воздуха, использующей теплоту шахтной воды и тепловой насос, зависит от дебита шахтной воды и составляет от 4 до 7,8 лет.

2. При выборе типа ПАТЭ необходимо принимать во внимание, что основное количество теплоты должно быть аккумулировано не в породных отдельностях, слагающих аккумулярующий объем, а в воде, заполняющей свободное пространство (поры, пустоты и трещины). Это дает возможность в периоды извлечения тепловой энергии сократить при прокачке через ПАТЭ объем шахтной воды, необходимой для отбора части теплоты, аккумулированной в породах.

3. Для моделирования процессов теплопереноса в аккумулярующем объеме, представляющем собой часть водоносного пласта или созданным в результате заполнения специально образованного котлована сыпучим материалом (щебень, гравий, песок), целесообразно использование гомогенной физической модели, предполагающей «мгновенное» уравнивание температур нагнетаемого теплоносителя и породных отдельностей.

4. Результаты математического моделирования доказывают, что для ПАТЭ, созданных в проницаемых зонах с значениями эффективной пористости, превосходящих 0,25 – 0,3, коэффициент восстановления тепловой энергии уже к четвертому циклу закачки – откачки теплоносителя асимптотически стремится к 0,9.

5. При определении количества теплоносителя, закачиваемого в аккумулярующий объем, учитываются потери теплоты, в период хранения

теплоты и извлечения из ПАТЭ теплоты, определяемые коэффициентом восстановления энергии.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Шипика, Е. С. Основные направления использования природных источников энергии для подогрева наружного воздуха в угольных шахтах / С.Г. Гендлер, Е.С. Шипика // Горный информационно-аналитический бюллетень (научно-технический журнал). – 2017. – № 4. Спец. вып. 5-1. – С. 228-235.
2. Шипика, Е. С. Перспективы использования природных источников энергии для подогрева наружного воздуха на угольных шахтах / С.Г. Гендлер, Е.С. Шипика // Известия Тульского государственного университета. Науки о Земле. – 2017. – № 4. – С. 283-293.
3. Шипика, Е. С. Совершенствование способа извлечения низкопотенциальной тепловой энергии недр на угольных шахтах / В.К. Костенко, Е.Л. Завьялова, Е.С. Шипика // X международный научный форум-конкурс молодых ученых. – 2015. – С. 74-77.
4. Дядькин, Ю. Д. Технологические схемы очистки от взвешенных веществ и обеззараживания шахтных вод / Ю.Д. Дядькин – Пермь.: – ВНИИОС, 1986. – 69 с.
5. Монгайт, И. Л. Очистка шахтных вод / И.Л. Монгайт, К.Д. Текиниди, Г.И. Николадзе. – М.: Недра, 1978. – 173 с.
6. Шувалов, Ю. В. Регулирование теплового режима шахт и рудников Севера / Ю.В. Шувалов. – М.: Издательство Ленинградского университета, 1988. – 196 с.
7. Старшинова, Ю. Н. Мировая энергетика / Ю.Н. Старшинова. – М.: Прогноз развития, 1980. – 256 с.
8. Скалкин, Ф. В. Энергетика и окружающая среда / Ф.В. Скалкин, А.А. Канаев, П.З. Копп. – М.: Энергия, 1981. – 280 с.
9. Сушон, С. П. Вторичные энергетические ресурсы промышленности СССР / С.П. Сушон, А.Г. Завалко, М.И. Минц. М.: 1978. – 320 с.

10. Маврицкий, Б. Ф. Ресурсы термальных вод СССР / Б.Ф. Маврицкий, Г.К. Антоненко, Н.С. Отман, Л.Ф. Полуботко. – М.: 1975. – 152 с.
11. Старшинова, Ю. Н. Мировая энергетика / Ю.Н. Старшинова. – М.: Прогноз развития, 1981. – 256 с.
12. Непорожного, П. С. Энергетика Мира. Переводы докладов XI конгресса МИРЭК / Под ред. П.С. Непорожного. – М.: 1982. – 146 с.
13. Ким, В. П. Региональные условия и возможность применения низкотемпературных гелионагревателей на шахтах Якутии // Гелиотехника. – 1977. – № 1. С. 70-75.
14. Дядькин, Ю. Д. Тепловой дренаж угольного массива / Ю.Д. Дядькин, В.Н. Андриюшенко, Ю.В. Шувалов. – М.: 1975. – 32 с.
15. Шувалов, Ю. В. Восстановление температурного поля охлажденного пласта / Ю.В. Шувалов, С.А. Серафимов // Физические процессы горного производства. – М.: 1977. – № 4. С.63-66.
16. Черниченко, В. К. Опыт кондиционирования воздуха в глубоких шахтах / В.К. Черниченко, А.К. Яковенко, Я.И. Дрига, А.Т. Сальный. – М.: 1984. – 37 с.
17. Кузин, В. А. Кондиционирование рудничного воздуха. Учебное пособие / В. А. Кузин, С. А. Алексеенко, И. А. Шайхлисламова / Министерство образования и науки Украины. Государственное высшее учебное заведение «Национальный горный университет». – Д.: ДВНЗ «НГУ». 2014. – 368 с.
18. Половинкина, Е. О Использование тепловых насосов в системах теплоснабжения зданий и сооружений // Нижегородский Государственный Архитектурно-Строительный Университет. – Нижний Новгород.: – 32 с.
19. Токарев, Г. Г. Промышленные газогенераторы. Устройство и принцип работы. М.: 1955. – 205 с.
20. Дядькин, Ю. Д. Альтернативные источники энергии. М.: 1983. – 205 с.

21. Богуславский, Э. И. Освоение тепловой энергии недр / Издательство «Спутник +». М.: 2018. – 448 с.

22. Дэвис, А., Шуберт, Р. Альтернативные источники энергии в строительном проектировании / Перевод с англ. А. С. Гусева. Под ред. Э. В. Сарнацкого. – М.: 1983. – 190 с.

23. Гендлер, С. Г. Оценка методов расчета процессов теплообмена в полостных трещинах / С.Г. Гендлер, И.А. Павлов, В.А. Романов / Физические процессы горного производства. – № 5. – М.: 1978. С.71-75.

24. Патент № 949199 Российская Федерация, БИ № 29. Устройство для проветривания тоннелей: опубл. 17.08.82. / Гендлер С. Г., Славин Б. Е., Веденин Н. Н. – 7 с.: - Текст: непосредственный.

25. Патент № 1168720 Российская Федерация, БИ № 27. Способ теплоизоляции обогреваемых горных выработок: опубл. 23.07.85. / Гендлер С. Г., Шувалов Ю. В., Фрайман Г. Б. – 7 с.: - Текст: непосредственный.

26. Гендлер, С. Г. Принципы создания теплового режима. Метрострой. – №5. – М.: 1989. С.19-20.

27. Патент № 1728325 Российская Федерация, БИ №15. Дорожная одежда: опубл. 23.04.92 / Гендлер С. Г., Соколов В. А., Туркина Н. Г. – 8 с.: - Текст: непосредственный.

28. Патент № 2013559 Российская Федерация, БИ №10. Вентиляционный затвор железнодорожного тоннеля: опубл. 30.05.94 / Гендлер С. Г., Горшков Ю. М., Макаров В. А., Хоминский В. А. – 9 с.: - Текст: непосредственный.

29. Гендлер, С. Г. Процессы тепломассопереноса в геотермальной технологии / Доклады международного симпозиума «Проблемы геотермальной энергии». Том № 2. –1995. С.140-148.

30. Гришаев, В. И. Вентиляция тоннелей на железных дорогах / Трансжелдориздат. – М.: 1961. – 156 с.

31. Дуганов, Г. В. Тепловой режим рудников / Г.В. Дуганов, Э.И. Баратов / Госорттехиздат. – М.: 1963. – 144 с.
32. Кремнев, О. А. Особенности и методы теплового расчета шахтных выработок, вентилируемых до года / Труды семинара по горной теплофизике. Том №2. – 1959. С.20-26.
33. Корн, Т. Справочник по математике. – М.: 1970. – 720 с.
34. Венгеров, И. Р. Теплофизика шахт и рудников. Математические модели. Том №1. – 2008. – 632 с.
35. Кремнев, О. А. Особенности и методы теплового расчета шахтных выработок, вентилируемых до года / Труды семинара по горной теплофизике. Том №2. – 1959. С.25-28.
36. Кудряшов, Б. Б. Бурение скважин в мерзлых породах / Б.Б. Кудряшов, А.М. Яковлев. – М.: Недра. –1983. –286 с.
37. Кулжинский, Ю. И. Определение теплотерь через ограждающие конструкции подземных сооружений. – М.: Изд. ВИА им. Куйбышева. –1980. 252 с.
38. Криворучко, А. М. Закономерности тепло и массообмена при испарении влаги с открытых поверхностей в выработках глубоких шахт / Том № 22. – М.: Недра. – 1964. С. 211-229.
39. Кутателадзе, С. С. Основы теории теплообмена. – М.: Атомиздат. – 1979. 409 с.
40. Маврицкий, Б. Ф. Ресурсы термальных вод СССР / Б.Ф. Маврицкий, Г.К. Антоненко, Н.С. Отман, Л.Ф. Полуботко. – М.: Недра. – 1975. 152 с.
41. Малышева, А. В. Охлаждение организма при работе в холодильниках и меры профилактики / Физические факторы внешней среды. – М.: 1960. С. 25-31.
42. Мустель, П. И. Рудничная аэрология. – М.: Недра. – 1970. 215 с.
43. Мучник, Г. Ф. Методы теории теплообмена / Г.Ф. Мучник, И.Б. Рубашов. – М.: Высшая школа. –1970. 285 с.

44. Насонов, И. Д. Моделирование горных процессов. – М.: Недра. – 1969. 204 с.
45. Нестеренко, А. В. Основы термодинамических расчетов вентиляции и кондиционирования воздуха. – М.: Высшая школа. – 1971. 459 с.
46. Октябрьский, Р. Д. Вопросы расчета термовлажностного режима в полузаглубленных обсыпных сооружениях. М.: Высшая школа. – 1964. С.15-22.
47. Патент 171440 Российская Федерация, Установка для подогрева наружного воздуха / Е.С. Шипика, С.Г. Гендлер, С.В. Ковшов.; заявл. 19.12.2016, опубл. 31.05.2017, Бюл. №16. Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение высшего образования «Санкт-Петербургский горный университет».
48. Закиров, Д. Г. Тепловые насосы-теплотрансформаторы на службе экологии и энергоэффективности. – Пермь: ООО «Печатный салон «Гармония». – 2014. – 424 с.
49. Бараненко, А. В. Холодильные машины. А.В. Бараненко, Н.Н. Бухарин, В.И. Пекарев, И.А. Сакун, Л.С. Тимофеевский / Учебник для студентов вузов специальности «Техника и физика низких температур». Под общ. ред. Л.С. Тимофеевского. – М.: Политехника. – 1997. – 992 с.
50. Быкова, А. В. Холодильные машины. – М.: Легкая и пищевая Промышленность. –1982. – 223 с.
51. Абианц, В. Х. Теория газовых турбин реактивных двигателей. – М.: Машиностроение. –1965. – 310 с.
52. Бродянский, В. М. Эксергетический метод термодинамического анализа. – М.: Энергия. –1973. – 295 с.
53. Быков, А. В. Холодильные машины и тепловые насосы. А.В. Быков, И.М. Калнинь, А.С. Крузе. – М.: Агропромиздат. –1988. – 287 с.

54. Вайнштейн, В. Д. Низкотемпературные холодильные установки. В.Д. Вайнштейн, В.И. Кантарович, – М.: Пищевая промышленность. –1977. – 264 с.
55. Вейнберг, Б. С. Поршневые компрессоры холодильных машин. – М.: Машиностроение. –1965. – 355 с.
56. Вукалович, М. П. Техническая термодинамика. М.П. Вукалович, И.М. Новиков. – М.: Энергия. –1968. – 496 с.
57. Гинзбург, И. П. Истечение вязкого газа из подвижной щели // Вестник ЛГУ №11. – 1953.– С. 18-43.
58. Гофлин, А. П. Аэродинамический расчет проточной части осевых компрессоров для стационарных установок. – М.: –1959. – 303 с.
59. Герасименко, Г. П. Комплексное использование пневматической энергии при отработке глубоких месторождений. – М.: Недра. –1971. – 304 с.
60. Давиденко, Н. С. Средства индивидуальной противотепловой защиты горноспасателей и горнорабочих. Борьба с высокими температурами в угольных шахтах и рудниках. – М.: изд. ИГД им. А.А. Скочинского. –1973. – 28 с.
61. Дядькин, Ю. Д. Борьба с высокими температурами в глубоких шахтах и рудниках. – М.: Углетехиздат. –1957. С. 56-58.
62. Дядькин, Ю. Д. Основы горной теплофизики для шахт и рудников Севера. – М.: Недра. – 1968. 209 с.
63. Кириллин, В. А. Техническая термодинамика. В.А. Кириллин, В.В. Сычев, А.Е. Шейндлин. – М.: Энергия. – 1968. 158 с.
64. Розенфельд, Л. М. Холодильные машины и аппараты. Л.М. Розенфельд, А.Г. Ткачев. – М.: Госторгиздат. – 1960. С. 68-70.
65. Цейтлин, Ю.А. Установки для кондиционирования воздуха в шахтах. – М.: Недра. – 1974. 306 с.
66. Шемаханов, М. М. Отопление шахтных стволов. – М.: Госгортехиздат. – 1960. 198 с.

67. Щербань, А. Н. Справочное руководство по тепловым расчетам шахт и проектированию установок для охлаждения рудничного воздуха / А. Н. Щербань, О.А. Кремнев, В.Я. Журавленко. – М.: Недра. – 1964. 206 с.

68. Андриюшенко, В.Н. Исследование влияния микроклимата на производительность труда рабочих глубоких шахт / В.Н. Андриюшенко, Е.П. Захаров. – М.: ЦНИЭИуголь. – 1973. С. 28-56.

69. Баратов, Э. И. Тепловые расчеты и способы охлаждения рудничного воздуха при строительстве глубоких шахт / Э.И. Баратов, В.П. Черняк. – М.: Недра. – 1968. С.96-102.

70. Воропаев, А. Ф. Теория теплообмена рудничного воздуха и горных пород. – М.: Недра. – 1968. С. 55-98.

71. Дрига, Я. И. О влиянии качества охлаждающей воды на эффективность работы шахтных холодильных машин / Я.И. Дрига, А.Г. Агапов, Л.П. Ишаков / Охлаждение воздуха в угольных шахтах. Том № 2. Изд. МакНИИ. – 1971. 309 с.

72. Дмитриев, А. П. Термодинамические процессы в горных породах / А.П. Дмитриев, Л.С. Кузьяев. – М.: – 1967. 159 с.

73. Дядькин, Ю. Д. Об учете теплового фактора при проектировании глубоких шахт. – Том №3. Изд-во АН УССР. – 1961. 145 с.

74. Дядькин, Ю. Д. Тепловой режим угольных, рудных и россыпных шахт Севера / Ю.Д. Дядькин, А.Ф. Зильберборд, П.Д. Чабан. – М.: Наука. – 1968. С.67-78.

75. Дядькин, Ю. Д. Тепловой дренаж породного массива на глубоких горизонтах угольных шахт / Ю.Д. Дядькин, Ю.В. Шувалов, Л.А. Близнац // Горный информационно-аналитический бюллетень. – 1973. – №9. – С. 212-220

76. Дядькин, Ю. Д. Единые правила безопасности при разработке рудных, нерудных и россыпных месторождений. – М.: Недра. – 1974. 309 с.

77. Чапан, П. Д. Искусственное увлажнение рудничного воздуха с автоматическим регулированием и контролем процесса / П.Д. Чапан, Н.Т. Супрун, Б.И. Федоров, В.С. Кореньков, С.А. Некрасов // Проблемы разработки месторождений полезных ископаемых Севера. – М.: – 1972. 255 с.

78. Кутателадзе, С. С. Основы теории теплообмена. – М.: Наука. –1970. –С. 55-58.

79. Медведев, И. И. Климатические параметры калийных рудников Верхнекамского месторождения / И.И. Медведев, Н.Д. Лужецкая, Ю.П. Ольховиков, А.Е. Красноштейн // Горный информационно-аналитический бюллетень. –1973. – №5. – С. 234-245.

80. Мартыновский, В. С. Анализ действительных термодинамических циклов. – М.: Энергия. – 1972. – С. 67-82.

81. Ониани, Ш. И. Тепловой режим глубоких шахт при гидравлической закладке выработанного пространства и сложном рельефе поверхности. – М.: Мецниереба. –1973. – С. 67-89.

82. Шувалов Ю. В. Правила безопасности в угольных и сланцевых шахтах. – М.: Недра. – 1974. – С.108-115.

83. Петренко, Е. В. Разработка крутых пластов на больших глубинах. Е.В. Петренко, Г.В. Дуганов, В.Н. Кухарев, В.И. Могилевский. – М.: Недра. – 1968. – С. 1-5.

84. Сухан, Л. С. Кондиционирование воздуха в глубоких шахтах. – М.: Недра. –1969. – С.45-50.

85. Розенфельд, Л. М. Характеристики крупного бромистолитиевого холодильного агрегата / Л.М. Розенфельд, М.С. Карнаук, Л.С. Тимофеевский, Г.А. Паниев, Ф.П. Пархоменко, Н.Г. Шмуйлов, Ю.А. Вольных, А.С. Химченко. – М.: Холодильная техника. –1966. №3. – С. 222-230.

86. Хохотва, Н. Н. Установка для изготовления теплоизоляционных покрытий трубопроводов шахтных систем охлаждения воздуха. – М.: – 1972. – С. 55-57.
87. Черченко, В. К. Индивидуальное охлаждение различных профессиональных групп горнорабочих: борьба с высокими температурами в угольных шахтах и рудниках / В.К. Черченко, М.В. Юцкевич. – М.: –1973. – С. 156-167.
88. Шувалов, Ю. В. Выбор рациональных систем разработки угольных пластов в условиях многолетней мерзлоты: физико-технические проблемы Севера. – М.: Наука. – 1972. – С. 56-59.
89. Шувалов, Ю. В. Борьба с высокими температурами на каменноугольных шахтах ФРГ. – М.: ЦНИЭИуголь. –1973. – С. 67-69.
90. Щербань, А. Н. Научные основы расчета и регулирования теплового режима глубоких шахт / А.Н. Щербань, О.А. Кремнев. – 1959-1960. № 1, 2. – С. 45-56.
91. Hartman, H. Air condition in Mines. N.Y., Pergamont Press. – 1965. – P. 34-38.
92. Hughes, F. P. «The Eco-House». The Mother Earth News. – 1973. – P. 62.
93. Caine, G. «The Ecological House». Architectural Desing. – 1973. P. 140.
94. Boyle, G. Harper Radical Technology. Pantheon Books. – 1976. – P. 34-36.
95. Marcovich, S. «Autonomous Living». Popular Science. – 1975. – P. 80.
96. Buch, C. G. «Supercore». – 1973. – P. 22.
97. Shore, J. «Organic Living Experiment №1». – 1973. P. 44.
98. Чи, С. Тепловые трубы. – М.: Теория и практика – 1981. 206 с.
99. Щербань, А. Н. Руководство по регулированию теплового режима шахт / А.Н. Щербань, О.А. Кремнев, В.Я. Журавленко. – М.: – 1977. 359 с.

100. Энкашев, М. М. Решение однофазной задачи теплопроводности для горной выработки методов интегральных соотношений / М. М. Энкашев // Физические процессы горного производства. – М.: – 1978. – С. 76-82.

101. Шипика, Е. С. Перспективы использования природных источников энергии для теплоснабжения угольных шахт / Е.С. Шипика, С.Г. Гендлер, М.М. Попов // Горный информационно-аналитический бюллетень (научно-технический журнал) – 2019. – Т.1. – №4; Спец. вып. 6. – С. 58-65.

102. Shipika, E. S. Energy saving technologies based on natural heat sources for heating outdoor air / E.S. Shipika, S.G. Gendler, M.M. Popov // IOP Conference Series: Earth and Environmental Science – 2018. Vol.194. – P. 1–6.

103. Шипика, Е. С. Повышение эффективности способов управления тепловым режимом подземных сооружений глубокого заложения // Международная научно-практическая конференция «Научные механизмы решения проблем инновационного развития», АЭТЕРНА (научно-технический журнал). – Ч.2. – г. Уфа –2016. – С. 261-265.

104. Шипика, Е. С. Принципиальные особенности управления тепловым режимом угольных шахт на основе использования природных источников энергии // Международная научно-практическая конференция «Инновационные технологии нового тысячелетия», АЭТЕРНА (научно-технический журнал). – Ч.3. – г. Уфа –2016. – С. 192-195.

105. Шипика, Е. С. Принципы использования природных источников энергии для подогрева наружного воздуха на горнодобывающих предприятиях / С.Г. Гендлер, Е.С. Шипика // Международная научно-практическая конференция «Взаимодействие науки и общества: Проблемы и перспективы», АЭТЕРНА (научно-технический журнал). – Ч.3. – г. Уфа – 2016. – С. 257-259.

106. Шипика, Е. С. Использование природных энергоресурсов для подогрева воздуха на горнодобывающих предприятиях / С. Г. Гендлер, Е. С. Шипика // Научно-практический журнал «Аспирант» / Южный университет

«Институт управления бизнеса и права», (ИУБиП), г. Ростов-на-Дону – Том №9 – 2016. – С. 68-71.

107. Шипика, Е.С. Основные виды использования природных источников энергии для подогрева наружного воздуха горнодобывающих предприятий // VII Межрегиональная научно-практическая конференция «Безопасность жизнедеятельности: наука, образование, практика: г. Южно-Сахалинск: СахГУ – 2017. – С. 190 – 193.

108. Шипика, Е. С. Параметры использования природных источников энергии для подогрева наружного воздуха в зимнее время на горнодобывающих предприятиях / С.Г. Гендлер, Е.С. Шипика // Тематический сборник докладов Международной конференции «Национальное развитие». – г. Санкт-Петербург – 2017. – С. 57-60.

109. Шипика, Е. С. Особенности использования способа подогрева наружного воздуха в зимнее время на горнодобывающих предприятиях // Международная научно-практическая конференция студенческого отделения европейской ассоциации геологов и инженеров - «Природные процессы в нефтегазовой отрасли «Geonature-2017» – г. Тюмень: ТИУ –2017. – С. 291-293.

110. Шипика, Е. С. Применение природных источников энергии для подогрева наружного воздуха на горнодобывающих предприятиях при одновременном повышении экологической безопасности // Международная научно-практическая конференция «Новые задачи технических наук и пути их решения». – г. Оренбург – 2017. – С. 54-56.

111. Шипика, Е. С. Применение природных источников энергии для подогрева наружного воздуха на горнодобывающих предприятиях // IV Всероссийская научная конференция и школы для молодых ученых / «Системы обеспечения техносферной безопасности». – г. Таганрог: ЮФУ – 2017. – С. 258-259.

112. Шипика Е. С. Использование природных источников энергии для подогрева наружного воздуха в зимнее время на угольных шахтах / С.Г. Гендлер, Е.С. Шипика // Международная научно-практическая конференция «Чистая наука» на службе научно-технического прогресса. – г. Казань – 2017. – С. 37-39.

113. Шипика, Е. С. Использование природных источников энергии для подогрева наружного воздуха в зимнее время на угольных шахтах при одновременном повышении экологической безопасности // Всероссийская конференция с элементами научной школы для молодежи «Экотоксикология-2017». – г. Тула: Тульский государственный университет – 2017. – С. 116-118.

114. Shipika, E. S. Employment of natural energy sources for outer air heating over winter time on coal mines // Current problems of environmental protection. Assesment of the state of environment. Threats of the environment. Applied technologies in environmental protection. University of Silesia, Katowice, Poland – 2017. – P. 94-95.

115. Шипика, Е. С. Использование природных источников энергии для подогрева воздуха на горнодобывающих предприятиях при одновременном повышении экологической безопасности / Е.С. Шипика, С.Г. Гендлер // XII Всероссийская конференция молодых ученых, специалистов и студентов: «Новые технологии в газовой промышленности», (газ, нефть, энергетика). ПАО «Газпром» и РГУ нефти и газа (НИУ) имени И.М. Губкина, г. Москва – 2017. – С. 401.

116. Шипика, Е. С. Перспективы использования природных источников энергии на угольных шахтах при одновременном повышении экологической безопасности // Человек и природа: сборник науч. статей / БОУ ВО «ЧГИКИ» Минкультуры Чувашии. – г. Чебоксары – 2018. – С. 189-192.

117. Шипика, Е. С. Энергосберегающие технологии при подогреве наружного воздуха на основе использования природных источников энергии

/ С.Г. Гендлер, Е.С. Шипика // III (XVIII) Всероссийская научно-техническая конференция студентов и аспирантов «Молодая мысль – развитию энергетики». – г. Братск: Изд-во БрГУ – 2018. – С. 390-395.

118. Шипика, Е. С. Перспективы использования энергосберегающей технологии при подогреве наружного воздуха на основе природных источников теплоты / С.Г. Гендлер, Е.С. Шипика // XVI Молодежная научно-практическая конференция студенческого научного общества «Современные исследования в геологии». г. Санкт-Петербург – 2018. – С.201-203.

119. Шипика, Е. С. Энергосберегающие технологии при подогреве наружного воздуха на основе природных источников энергии / С.Г. Гендлер, Е.С. Шипика // XII Республиканская научная конференция студентов, и молодых ученых «Проблемы производственно-экономической деятельности и субъектов хозяйствования». г. Донецк: Изд-во ДонНТУ – 2018. – С. 47-49.

120. Шипика, Е. С. Перспективы использования природных источников энергии для подогрева воздуха в зимнее время на горнодобывающих предприятиях / С.Г. Гендлер, Е.С. Шипика // Международная научно-практическая конференция «Geonature-2018» при поддержке международных организаций / сборник научных трудов: отв. редактор И.И. Нестеров. – г. Тюмень: ТИУ –2018. – С. 103-107.

121. Шипика, Е. С. Применение природных источников энергии для подогрева наружного воздуха в зимнее время на угольных шахтах / С.Г. Гендлер, Е.С. Шипика // I Международная научно-практическая конференция: «Развитие интеллектуально-творческого потенциала молодежи: из прошлого в современность». Материалы – Ч. 1 / под общей редакцией проф. С.В. Беспаловой. – г. Донецк: Изд-во ДонНУ –2018. – С. 78-80.

122. Шипика, Е. С. Определение основных параметров управления тепловым режимом подземных сооружений глубокого заложения // X Всеукраинская научная конференция студентов, аспирантов и молодых

ученых, «Проблемы управления производственно-экономической деятельностью субъектов хозяйствования». г. Донецк: Изд-во ДонНТУ – 2016. – С. 58-60.

123. Шипика, Е. С. Принципы управления регулирования теплового режима горнодобывающих предприятий на основе использования природных источников энергии / С.Г. Гендлер, Е.С. Шипика // III Международная научно-практическая конференция «Промышленная безопасность в XXI веке». г. Санкт-Петербург, Санкт-Петербургский горный университет – 2016. – С. 28.

124. Шипика, Е. С. Особенности использования природных источников энергии для подогрева наружного воздуха в угольных шахтах / С.Г. Гендлер, Е.С. Шипика // Международная научно-техническая интернет-конференция «Инновационное развитие горнодобывающей отрасли». Криворожский национальный университет, Украина, г. Кривой Рог –2016. – С. 166.

125. Шипика, Е. С. Особенности использования природных источников энергии для подогрева воздуха в угольных шахтах / Е.С. Шипика, С.Г. Гендлер // Горное дело в XXI веке: технология, наука, образование: тезисы докладов Международной научно-практической конференции, посвященной 185-летию кафедры «Горное искусство». Санкт-Петербургский горный университет, г. Санкт-Петербург – 2016. – С. 100-101.

126. Шипика, Е. С. Использование природных источников энергии для подогрева наружного воздуха в зимнее время на угольных шахтах / С.Г. Гендлер, Е.С. Шипика // II Международная научно-техническая интернет-конференция «Инновационное развитие горнодобывающей отрасли». Криворожский национальный университет, Украина, г. Кривой Рог – 2016. – С. 195.

127. Шипика, Е. С. Энергосберегающие технологии при подогреве наружного воздуха на основе природных источников теплоты / С.Г. Гендлер, Е.С. Шипика // Международная научно-практическая конференция

«Инновации и перспективы развития горного машиностроения и электромеханики»: IPDME-2018, Санкт-Петербургский горный университет, г. Санкт-Петербург – 2018. – С. 175.

128. Шипика, Е. С. Перспективы использования природных источников энергии для теплоснабжения угольных шахт / С.Г. Гендлер, Е.С. Шипика // IV Международная научно-практическая конференция «Промышленная безопасность предприятий минерально-сырьевого комплекса в XXI веке». Санкт-Петербургский горный университет, г. Санкт-Петербург – 2018. – С. 30.

129. Shipika, E.S. Energy saving technologies based on natural heat sources for heating outdoor air / E.S. Shipika, S.G. Gendler // XV International forum-contest of students and young researchers «Topical issues of rational use of natural resources». Saint-Petersburg Mining University, Saint-Petersburg – 2019. – P. 137.