

Министерство образования и науки Российской Федерации  
Федеральное государственное автономное образовательное учреждение  
высшего образования  
«Южно-Уральский государственный университет»  
(Национальный исследовательский университет)  
Политехнический институт. Энергетический факультет  
Кафедра «Электрические станции, сети и системы электроснабжения»

ПРОВЕРЕНО  
Рецензент

\_\_\_\_\_ Г.А. Круглов  
(подпись, место для печати)  
«\_\_» \_\_\_\_\_ 2018 г.

ДОПУСТИТЬ К ЗАЩИТЕ  
Заведующая кафедрой

\_\_\_\_\_ И.М. Кирпичникова  
(подпись)  
«\_\_» \_\_\_\_\_ 2018 г.

Повышение эффективности работы теплонасосной установки при отборе  
низкопотенциальной геотермальной энергии для систем отопления

ПОЯСНИТЕЛЬНАЯ ЗАПИСКА  
К ВЫПУСКНОЙ КВАЛИФИКАЦИОННОЙ РАБОТЕ  
ЮУрГУ – 13.04.02.2018.309.00.00 ПЗ ВКР

Руководитель  
к.т.н., доцент

\_\_\_\_\_ О.С. Пташкина-Гирина  
«\_\_» \_\_\_\_\_ 2018г.

Автор  
Студент группы П-288

\_\_\_\_\_ Р.В. Костенко  
«\_\_» \_\_\_\_\_ 2018 г.

Нормоконтролер  
старший преподаватель

\_\_\_\_\_ Н.Ю. Аверина  
«\_\_» \_\_\_\_\_ 2018 г.

Министерство образования и науки Российской Федерации  
Федеральное государственное автономное образовательное учреждение  
высшего образования  
«Южно-Уральский государственный университет»  
(Национальный исследовательский университет)  
Политехнический институт. Энергетический факультет  
Кафедра «Электрические станции, сети и системы электроснабжения»

Направление 13.04.02 – «Электроэнергетика и электротехника»

УТВЕРЖДАЮ  
Заведующая кафедрой

\_\_\_\_\_ И.М. Кирпичникова

«\_\_» \_\_\_\_\_ 20\_\_ г.

### ЗАДАНИЕ

на выпускную квалификационную работу студента  
Костенко Романа Владимировича

(Фамилия, имя, отчество полностью)

Группа П-288

1 Тема работы: Повышение эффективности работы теплонасосной установки при отборе низкопотенциальной геотермальной энергии для систем отопления

утверждена приказом по университету от \_\_\_\_\_ г. № \_\_\_\_\_

2 Срок сдачи студентом законченной работы \_\_\_\_\_

3 Исходные данные к работе

СНиП 23 – 02 – 2003. Тепловая защита зданий

СН и П 23 – 02 – 2003. Тепловая защита здания

СН и П 23-01-99. Строительная климатология

СН и П 41-01-2003 Отопление, вентиляция и кондиционирование

СН и П 2.08.01 – 89. Жилые здания

СТО ЮУрГУ 04-2008

Гидрометеорологические данные

Научно-техническая литература

Каталоги теплотехнического и холодильного оборудования





## АННОТАЦИЯ

Костенко Р.В. Повышение эффективности работы теплонасосной установки при отборе низкопотенциальной геотермальной энергии для систем отопления – Челябинск, ЮУрГУ, ПЗ; 2018, 68 с, 14 ил., 17 табл., библиогр. список – 43 наим.

Объектом исследования является система отопления с использованием теплонасосной установки. Предмет исследования: режим работы теплонасосной установки в зависимости от конструкции. Целью данного исследования является повышение энергоэффективности ТНУ в системах воздушного отопления.

Для выполнения этой цели были выполнены следующие задачи:

- 1 Сделан обзор потенциала возобновляемой энергетики для Челябинской области
- 2 Обоснована возможность использования ТНУ в системах отопления
- 3 Подобран ТН для системы отопления для объекта детско-спортивного клуба
- 4 Рассчитаны элементы ТНУ
- 5 Обоснованы мероприятия по повышению эффективности отбора тепловой энергии.
- 6 Рассмотрены способы интенсификации теплообмена.

Новизной исследования в данной работе является обзор и анализ способов интенсификации теплообмена. Результат исследования представляет собой сравнительный расчет и анализ конструкций теплообменников.

## ОГЛАВЛЕНИЕ

ВВЕДЕНИЕ.....	8
1 СОСТОЯНИЕ И ОБОСНОВАНИЕ ТЕМЫ.....	11
1.1 Природно–климатическая характеристика области.....	11
1.2 Возможность использования в энергетике Челябинской области возобновляемых источников энергии.....	11
2 ТЕПЛОВЫЕ НАСОСЫ – ТЕОРИЯ, КОНСТРУКЦИЯ, ОСОБЕННОСТИ	
2.1 Теория и конструкции ТН.....	17
2.2 Основные элементы конструкции.....	26
2.3 Схемы подключения ТН.....	27
2.4 Опыт использования ТН в России и за рубежом.....	28
2.4.1 Опыт Швеции.....	28
2.4.2 Опыт Германии .....	29
2.4.3 Опыт США .....	29
2.4.5 Опыт Японии.....	30
2.4.6 Опыт СССР и России .....	31
3 ВЫБОР ИСТОЧНИКА НИЗКОПОТЕНЦИАЛЬНОЙ ЭНЕРГИИ И ЭЛЕМЕНТОВ КОНСТРУКЦИИ ТНУ	
3.1 Классификация источников низкопотенциальной энергии .....	37
3.2 Выбор типа ТНУ .....	38
3.2.1 Воздушные теплообменники.....	38
3.2.2 Водяные теплообменники.....	39
3.2.3 Грунтовые теплообменники .....	40
3.3 Оценка низкопотенциальной тепловой энергии земли на Южном Урале .....	41
4 РАСЧЕТ ЭЛЕМЕНТОВ ТЕПЛОНАСОСНОЙ УСТАНОВКИ ДЛЯ ЦЕЛЕЙ ТЕПЛОСНАБЖЕНИЯ	
4.1 Характеристика объекта теплоснабжения.....	44
4.2 Расчет теплопотерь объекта.....	45
4.3.1 Выбор компрессора .....	47
4.3.2 Расчет испарителя.....	47
4.3.3 Расчет конденсатора.....	51
4.3.4 Расчет горизонтального зонда.....	53
4.3.5 Расчет вертикального U-образного зонда.....	54

5 СПОСОБЫ ИНТЕНСИФИКАЦИИ ТЕПЛООБМЕНА .....	56
5.1 Турбулизация потока .....	57
5.2 Изменение конструкции теплообменного аппарата.....	59
6 ЭКОНОМИЧЕСКИЕ ПОКАЗАТЕЛИ.....	62
ЗАКЛЮЧЕНИЕ .....	64
БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК .....	65

## ПЕРЕЧЕНЬ СОКРАЩЕНИЙ

ПЭР – первичные энергоресурсы

ВИЭ – возобновляемые источники энергии

ТЭС – теплоэлектростанция

ГЭС – гидроэлектростанция

АЭС – атомная электростанция

СЭС – солнечная электростанция

ВЭУ – ветряные энергоустановки

ТНУ – теплонасосная установка.



## ВВЕДЕНИЕ

Энергия является основой обеспечения необходимых условий существования жизнедеятельности и развития человечества, уровня его материального и экономического благополучия, а также определяет взаимоотношения общества с окружающей средой.

Важнейшие факторы, определяющие объемы потребления первичных энерго-ресурсов (ПЭР) – это темпы экономического развития, численность населения, динамика роста мировых цен на ПЭР (в первую очередь, нефть), а также уровень развития энергоэффективной политики. В таблице 1 приведены прогнозные оценки потребления ПЭР за 2006–2030 гг. по основным регионам, а также в мире в целом [10].

Таблица 1 – Динамика потребления ПЭР по основным регионам за период 2006 – 2030 г.г. (в млн т.у.т)

Регионы	2006	2010	2015	2020	2025	2030
Северная Америка	4366,8	4360	4530	4700	4880	5100
Азия	5626,8	6420	7370	8350	9280	10220
Европа	4762,8	4900	5120	5330	5430	5580
Ближний Восток	856,8	990	1090	1150	1240	1350
Африка	522,0	590	630	680	740	780
Центральная и Южная Америка	871,2	1020	1090	1170	1260	1350
Мир в целом	17006,4	18280	19830	21380	22830	24380

Как можно увидеть из таблицы, потребление энергоресурсов к 2030 году увеличится на 43%. При этом основную часть ПЭР составляют энергоресурсы органического происхождения. В ближайшее время доминирующее положение в структуре потребления ПЭР так и останется за энергоресурсами органического происхождения. Это связано с тем, что в ближайшее время замещение энергоресурсов органического происхождения будет происходить очень медленными темпами.

Таблица 2 – Структура ПЭР за период 2006 – 2030 г.г. (в млн т.у.т./%) [10]

Показатели	2006	2010	2020	2030
Потребление ПЭР всего	17006,4/100	18280/100	21380/100	24380/100
Нефть	6204,4/36,5	6285,0/34,4	6990,0/32,7	7760,0/31,8
Газ	3890,5/22,9	4260,0/23,3	5100,0/23,9	5680,0/23,3
Уголь	4588,0/26,9	5055,0/27,7	5820,0/27,2	6840,0/28,1
Атомная энергия	1000,0/5,9	1040,0/5,7	1210,0/5,7	1440,0/5,9
ВИЭ	1322,8/7,8	1640,0/9,0	2260,0/10,5	2660,0/10,9

Из таблицы 2 видно, что доля энергоресурсов органического происхождения постепенно снижается и их место занимают возобновляемые источники энергии (увеличение с 7,8% до 10,9% в общемировой структуре ПЭР).

Производство электроэнергии в нашей стране.

В 2017 г. выработка электроэнергии электростанциями России, включая производство электроэнергии на электростанциях промышленных предприятий, составила 1 073,7 млрд кВтч (по ЕЭС России – 1 053,9 млрд кВтч).

Увеличение к объему производства электроэнергии в 2017 г. составило 0,2 % (таблица 3, в том числе:

ТЭС – 622,4 млрд кВтч (снижение на 1,0 %);

ГЭС – 187,4 млрд кВтч (увеличение на 0,4 %);

АЭС – 202,9 млрд кВтч (увеличение на 3,3 %);

электростанции промышленных предприятий – 60,3 млрд кВтч (увеличение на 0,9 %).

Таблица 3 – Баланс электрической энергии за 2017 г., млрд кВтч [38,40]

	2016	2017	Изменение, %
Выработка электроэнергии, всего	1 071,90	1 073,70	+0,2
в т.ч.:			
ТЭС	628,50	622,40	-1,0
ГЭС	186,70	187,40	+0,4
АЭС	196,40	202,90	+3,3
ВИЭ	0,61	0,69	+13,1
Электростанции промышленных предприятий	59,80	60,30	+0,9
Потребление электроэнергии	1054,60	1059,70	+0,5

Как можно заметить из таблицы 3 доля возобновляемых источников энергии в общей структуре в нашей стране составляет всего 0,69%. Этот показатель является очень низким на фоне общемировой структуры. В первую очередь это связано с низкой развитостью этого направления в нашей стране. Лишь в последние годы возобновляемые источники энергии начали привлекать к себе внимание, по большей части, из-за своих экономических и экологических эффектов. После 2000 года из-за ухудшения экологической обстановки, уменьшения природных ресурсов и других не менее важных факторов, стало очевидно, что необходимо развивать альтернативные источники, вырабатывающие энергию. В нашей стране возобновляемым источникам энергии тяжело бороться с традиционными видами энергоресурсов.

Для России возобновляемая энергетика представляет наибольший интерес как средство освоения пространства и территориального развития. Причем наиболее перспективной областью применения ВИЭ являются изолированные и удаленные энергорайоны.

Львиную долю в стране занимает производство энергии на нужды теплоснабжения, это связано с особенностями климата. Так, например, в Челябинской области отопительный период в среднем составляет 218 суток. При этом температура холодных пятидневок за последние 50 лет составляет  $-34^{\circ}\text{C}$ . Затраты на теплоснабжение колоссальны. В нашем регионе зачастую применяется централизованное теплоснабжение от крупных объектов: ТЭЦ-1, ТЭЦ-2, ТЭЦ-3 в г. Челябинске, Троицкая ГРЭС, Южноуральская ГРЭС. Данные источники производства тепловой и электрической энергии являются основными загрязнителями окружающего воздуха. Помимо экологического эффекта, существует и экономический. Тарифы на тепловую энергию повышаются ежегодно. На данный момент тариф на 1 Гкал тепловой энергии составляет 1443,29 рублей, к 2020 году увеличится до 1536,15 рублей [39].

Что уже говорить о населенных пунктах, которые находятся вдалеке от крупных городов. Там тарифы на тепловую энергию еще выше. Это связано с применением объектов малой энергетики, а также с отсутствием конкуренции.

С развитием возобновляемых источников энергии, появляются новые пути решения этих вопросов. В некоторых отдаленных населенных пунктах появляется возможность применять «чистую энергетику». Речь идет о тепловых насосах. Тепловой насос призван заменить традиционные способы производства тепловой энергии [11].

## 1 СОСТОЯНИЕ И ОБОСНОВАНИЕ ТЕМЫ

### 1.1 Природно–климатическая характеристика области

Климат Челябинской области – континентальный. Зима холодная и продолжительная, лето относительно жаркое, с периодически повторяющимися засухами. Особенности климата связаны с расположением области в глубинах Евразии, на большом удалении от морей и океанов.

На формирование климата существенно влияют Уральские горы, создающие препятствие на пути движения западных воздушных масс. Территория области на северо–западе включает часть горной зоны Южного Урала с грядово–холмистым рельефом (средние высоты 300–500 м), восточных предгорий (высоты до 100–200 м) и широкую полосу выровненных, местами всхолмленных пространств, раскинувшихся на месте разрушенных гор. Горы занимают северо–западную часть области. Самая высокая точка области – гора Большой Нургуш (1406,6 м).

Зимой Южный Урал находится под влиянием Азиатского антициклона. Континентальный воздух, поступающий из Сибири, приносит морозную и сухую погоду. Наблюдаются также частные вторжения холодных воздушных масс с севера. В суровые зимы абсолютный минимум температуры воздуха составляет минус 46–48 градусов.

Летом на территории области преобладает низкое давление. С вхождением континентального тропического воздуха устанавливается жаркая и сухая погода. Западные ветры с Атлантического океана приносят влажную и неустойчивую погоду.

Средняя температура в январе составляет –15/17 градусов по Цельсию, в июле +16/19 градусов по Цельсию.

Среднегодовое количество осадков – 350 мм в год на равнине и 600 мм в год в горах. По количеству осадков горно–лесная зона является районом избыточного увлажнения, лесостепная – умеренного, степная – недостаточного увлажнения [9].

Неоднородность природных условий Южного Урала определяет разнообразие его почвенного и растительного мира. Южный Урал лежит в зонах лесостепи и степи. Преобладают обычные и выщелоченные черноземы, встречаются серые лесные, горно–лесные и лугово–черноземные почвы. Кроме того, имеются в горах типы почв, связанные с зональной растительностью, а также дерново–луговые и болотные [32].

### 1.2 Возможность использования в энергетике Челябинской области ВИЭ

Перед Челябинской областью стоит важная задача– обеспечение роста производства электрической и тепловой энергии и роста потребления топливно–энергетических ресурсов в целом. Решение этой задачи может идти различными путями. Это строительство Южно–Уральской АЭС, техническое перевооружение и расширение существующих тепловых и электрических станций, внедрение

энерго–ресурсосберегающих технологий и т.п. При этом нельзя сбрасывать со счетов использование нетрадиционных возобновляемых источников энергии.

Как показывает опыт использования нетрадиционной энергетики, в мире нет ни одной страны, где бы нетрадиционные возобновляемые источники энергии составляли основу топливно–энергетического баланса. Однако существует большое количество примеров, показывающих, что нетрадиционные источники энергии могут покрывать определенное количество потребности тепловой, электрической энергии и органического топлива [32].

Для оценки возможности использования нетрадиционных и возобновляемых источников энергии в Челябинской области необходимо оценить технически и экономически потенциалы этих источников. В таблице 1.1 представлена экспертная оценка потенциала развития ВИЭ в Челябинской области.

Таблица 1.1 – Экспертная оценка потенциала ВИЭ в Челябинской области [40]

Вид ВИЭ	Плотность экономического потенциала ВИЭ, степень важности
Ветровая	2 (существенный потенциал ВИЭ)
Солнечная тепловая	0 (потенциал отсутствует)
Солнечная фотоэлектрическая	1 (небольшой потенциал)
Биомасса твердая	2 (существенный потенциал ВИЭ)
Биогаз	1 (небольшой потенциал)
Свалочный газ	2 (существенный потенциал ВИЭ)
Малая гидроэнергетика	2 (существенный потенциал ВИЭ)
Геотермальная	1 (небольшой потенциал)
Приливная	0 (потенциал отсутствует)

Пояснения: оценка осуществляется по четырехбалльной шкале от 0 до 3 в зависимости от плотности экономического потенциала ВИЭ и степени важности.

По географическому положению основная величина солнечной энергии поступает в летние и весенне–осенние месяцы. Так, по данным метеостанции города Челябинска, около 80 процентов солнечной энергии приходится на апрель – сентябрь и только 20 процентов – на декабрь – март. Причем из всей солнечной энергии, поступившей за декабрь – март, около 40 процентов приходится на март. Подобная картина наблюдается и для других районов области.

На территории Челябинской области выделены следующие зоны потоков солнечной радиации [30]:

1 зона (1200 – 1150 кВт. ч/м<sup>2</sup>) – Брединский район, южные части Кизильского и Карталинского районов;

2 зона (1200 – 1250 кВт. ч/м<sup>2</sup>) – районы Агаповский, Чесменский, Троицкий, северная часть Кизильского и Карталинского районов, южная часть Октябрьского района;

3 зона (1100 – 1150 кВт. ч/м<sup>2</sup>) – районы Уйский, Верхнеуральский, Увельский, Еткульский, южные части Сосновского, Красноармейского и северная часть Октябрьского районов;

4 зона (1050 – 1100 кВт. ч/м<sup>2</sup>) – районы Чебаркульский, Аргаяшский, южная часть Кунашакского района, северная часть Сосновского и Красноармейского районов;

5 зона (менее 1050 кВт. ч/м<sup>2</sup>) – районы Нязепетровский, Каслинский, северная часть Кунашакского района.

Территории горнозаводской зоны не вошли в данную градацию, так как имеют большую географическую неоднородность.

В соответствии с выявленным потенциалом солнечной радиации в Челябинской области планируется строительство следующих солнечных электрических станций (далее именуются – СЭС) (таблица 1.2). Всего в период с 2017 по 2021 года в Челябинской энергосистеме планируется ввод в эксплуатацию 60 МВт(э) с 204 солнечными агрегатами.

Таблица 1.2 – Объемы и структура вводов генерирующего оборудования в сфере ВИЭ в энергосистеме Челябинской области на 2017 – 2021 годы [40]

Наименование СЭС	2015	2016	2017	2018	2019	2020	2021	Всего
Октябрьская СЭС			15					15
Чесменская СЭС				15				15
Бородиновская СЭС				15				15
Песчаная СЭС				15				15
Всего	0	0	15	45	0	0	0	60

Проведенный анализ позволил всю территорию Челябинской области разделить на четыре зоны (четыре района со значимыми различиями ветровых нагрузок), внутри которых размах варьирования по среднему значению составил 1 м/с.

К первой ветровой зоне относятся горные районы, а точнее, открытые вершины хребтов, подветренные склоны, где среднемноголетние скорости ветра больше 4 м/с. Рельеф района в предгорьях и горах очень разнообразный, что обуславливает большую изменчивость скорости ветра на близких расстояниях. Благодаря местной циркуляции здесь возникают горно–долинные ветры.

Перспективными для размещения ВЭУ являются участки с абсолютной высотой 1000 – 1200 м. Эти районы располагают большими потенциальными ветроэнергетическими ресурсами – 28597 МДж/м (103 МВт. ч/м) за год.

К первой зоне относится Кусинский район, ко второй зоне относятся районы, расположенные в степной части Челябинской области, где среднегодовые скорости варьируются в интервале от 4 до 3 м/с. Максимум среднегодовой скорости ветра в этой зоне не имеет характерной выраженности, хотя происходит некоторое возрастание скоростей в зимний период, а минимум наступает летом.

Суточный ход скоростей ветра характеризуется усилением в дневные часы. Среднемесячная скорость ветра является относительно стабильной и изменяется, как правило, в пределах 3,4...4 м/с. В то же время повторяемость различных гра-

даций скоростей в разные месяцы года отклоняется от средних расчетных на основании результатов наблюдений за 10 лет на весьма большую величину, что может существенно влиять на суммарную выработку энергии ветроагрегатом. Потенциальные ресурсы в данной зоне составляют 3600 МДж/м<sup>2</sup> за год, а полезная энергия – 1260 МДж/м<sup>2</sup>.

Ко второй зоне относятся районы: Октябрьский, Троицкий, Чесменский, Варненский, Карталинский, Брединский, Кизильский, Агаповский, Увельский, находящиеся в степной зоне Челябинской области, а также Аргаяшский.

К третьей ветровой зоне относятся районы, расположенные в лесостепной зоне и частично в горно–лесной зоне. Здесь среднегодовые скорости изменяются от 3 до 2 м/с. Максимум среднегодовой скорости ветра, как и во второй зоне, не имеет характерной выраженности. Суточный ход скоростей ветра здесь также усиливается в дневные часы, а вот потенциальные ветроэнергетические ресурсы снижаются в два раза по сравнению со второй зоной и составляют 1840 МДж/м<sup>2</sup> за год. Эта зона является малоперспективной для использования энергии ветра быстроходными ВЭУ. Здесь могут найти применение только тихоходные ветромеханические установки. Полезная утилизируемая энергия может составить 644 МДж/м<sup>2</sup> в год.

К третьей ветровой зоне относятся лесостепные районы: Сосновский, Верхнеуральский, Нагайбакский, а также районы горно–лесной зоны среднего Урала: Каслинский и Нязепетровский.

К четвертой зоне относятся районы, расположенные "внутри" Уральских гор. К этим районам относятся Ашинский, Катав–Ивановский, Саткинский районы, где среднегодовые скорости не превышают 2 м/с. Эта зона не перспективна для ветроэнергетики.

Использование потенциала ветра для производства электроэнергии на крупных ветроустановках в Челябинской области в период с 2017 по 2021 годы не планируется.

В сельскохозяйственных районах, имеющих развитое животноводство, заготовку леса, перерабатывающие предприятия, имеются источники значительного количества биомассы, пригодной для получения в местах потребления дешевого, экологически чистого топлива – биогаза.

Биогаз – это один из продуктов анаэробного (без доступа кислорода) брожения навоза или другого вида биомассы при температуре +30 – 37 градусов Цельсия. В этих условиях под действием имеющихся в биомассе бактерий часть органических веществ разлагается с образованием метана (60 – 70 процентов), углекислого газа (30 – 40 процентов), небольшого количества сероводорода (0 – 3 процента), а также примесей водорода (аммиака и окислов азота). Биогаз не имеет неприятного запаха. Теплота сгорания 1 куб. метра газа достигает 25 МДж, что эквивалентно сгоранию 0,6 литра бензина, 0,85 литра спирта, 1,7 килограмма дров или использованию 1,4 кВт электроэнергии. Он может использоваться и как обычный природный газ для приготовления пищи, обогрева. Его можно сжимать, использовать для заправки автомобиля, накапливать, перекачивать излишки, продавать.

В Челябинской области в хозяйствах имеется достаточный потенциал по производству биогаза (таблица 1.3).

Таблица 1.3 – Потенциал производства биогаза в Челябинской области на 2017 – 2021 г.г. [40]

Год	Количество животных, тыс. голов	Объем биогаза, куб. метров x 10 <sup>6</sup>
2000	356,7	967,4
2001	264,1	791,9
2002	252,1	756,3
2003	250,4	751,2
2004	247,6	742,8
2005	212,1	636,3
2006	215,6	646,8
2007	225,9	677,7
2008	270,3	810,9
2009	283,2	849,6
2010	287,1	861,3
2011	290,5	871,5
2012	312,4	937,2
2013	290,1	870,3
2014	280,3	840,9
2015	314,1	942,3
2020	409,5	1228,5
2021	523,3	1497,8

Во всем мире функционируют десятки миллионов тепловых насосов и миллионы новых вводятся в строй ежегодно. Тепловые насосы постепенно вытесняют традиционные способы теплоснабжения, и ожидается, что к 2020 году около 75 процентов теплоснабжения в развитых странах будет осуществляться за счет тепловых насосов.

В Челябинской области, а также в России в целом имеется недостаточно примеров их применения. Это объясняется в том числе и тем, что для нашей страны характерно центральное теплоснабжение. Но такая ситуация не может продолжаться долго. Придется пересматривать и устоявшиеся подходы к теплоснабжению, и решением этого будет применение тепловых насосов.

Принцип действия теплового насоса аналогичен принципу действия холодильника, разница лишь в том, что в случае теплового насоса аккумулируется не холод, а тепло. Тепловой насос имеет четыре основных элемента: испаритель, компрессор, конденсатор и сбросной клапан. В испарителе хладагент нагревается до температуры (+6) – (+8) градусов Цельсия, отобранной из окружающей среды (от земли, воды, воздуха), закипает и испаряется.

Полученный пар сжимается компрессором и при росте давления температура хладагента поднимается до +35 – (+65) градусов Цельсия. Эта температура отдается через теплообменник конденсатора рабочей жидкости отопительного конту-



ра и хладагент обратно конденсируется. Сбросной клапан сбрасывает давление в конденсаторе, перепуская хладагент в испаритель. Цикл замыкается.

Для рационального использования тепла из окружающей среды в распоряжении имеются такие источники тепла, как грунт, вода и воздух. Все они аккумулируют солнечную энергию, так что вместе с ними косвенно используется солнечная энергия.

Тепловые насосы имеют большой срок службы до капитального ремонта (до 10 – 15 отопительных сезонов) и работают полностью в автоматическом режиме. Обслуживание установок заключается в сезонном техническом осмотре и периодическом контроле режима работы. Срок окупаемости оборудования не превышает двух – трех отопительных сезонов.

Источники низкопотенциального тепла, пригодные для утилизации, имеются практически во всех отраслях промышленности и в коммунальном хозяйстве – системы оборотного водоснабжения и охлаждения технологического оборудования, шахтные воды, вентиляционные выбросы, хозяйственно–бытовые стоки, имеющие температуру +15 – (+20) градусов Цельсия, и другие.

Громадным потенциалом обладает тепло грунта, подземных вод, которые почти не используются. В системах охлаждения электростанций огромное количество низкопотенциального тепла теряется в градирнях и прудах–охладителях.

Согласно проведенным расчетам за счет использования низкопотенциальной энергии нетрадиционных источников (при отборе их тепла хотя бы на 5 градусов Цельсия) можно снизить теплотребление по России на 30 процентов, сэкономить миллионы тонн условного топлива. За счет теплонасосных установок (далее именуется – ТНУ) можно максимально приблизить тепловые мощности к местам потребления, минимизировать протяженность тепловых сетей [28].

### Выводы по разделу 1

Применение технологий утилизации низкопотенциального тепла ВИЭ и ВТЭР для целей теплоснабжения с применением тепловых насосов позволит решить ряд проблем, стоящих перед предприятиями промышленности, энергетики и коммунальной сферы:

- 1) отказ от нерационального электрического и в ряде случаев централизованного отопления объектов жилищно–коммунального хозяйства;
- 2) значительная экономия электроэнергии;
- 3) обеспечение надежного и экономичного теплоснабжения объектов;
- 4) полная независимость от поставщиков тепла;
- 5) отказ от теплотрасс большой протяженности и, как следствие, сокращение значительных потерь и затрат на их обслуживание, снижение издержек на выработку тепла и увеличение надежности теплоснабжения.

Необходимо отметить, что там где есть электрическая энергия, но отсутствует возможность подключения газа, тепловые насосные установки для автономного теплоснабжения наиболее приемлемый вариант для теплоснабжения.

## 2 ТЕПЛОВЫЕ НАСОСЫ – ТЕОРИЯ, КОНСТРУКЦИЯ, ОСОБЕННОСТИ

### 2.1 Теория и конструкции ТН

Тепловой насос – изобретение, одной из форм которого принадлежит лорду Кельвину, термодинамически идентичен холодильной машине. Принципиальное отличие теплового насоса от холодильника состоит в той роли, которую он играет у потребителя. Холодильники и воздушные кондиционеры предназначены для охлаждения, тогда как тепловой насос – для нагрева.

Принцип теплового насоса вытекает из работ Карно и описания цикла Карно, опубликованного в его диссертации в 1824 г. Практическую теплонасосную систему предложил Вильям Томсон (в последствии – Лорд Кельвин) в 1852 г. Она была названа умножителем тепла, изображенном на рисунке 2.1, и показывала, как можно холодильную машину использовать для целей отопления.

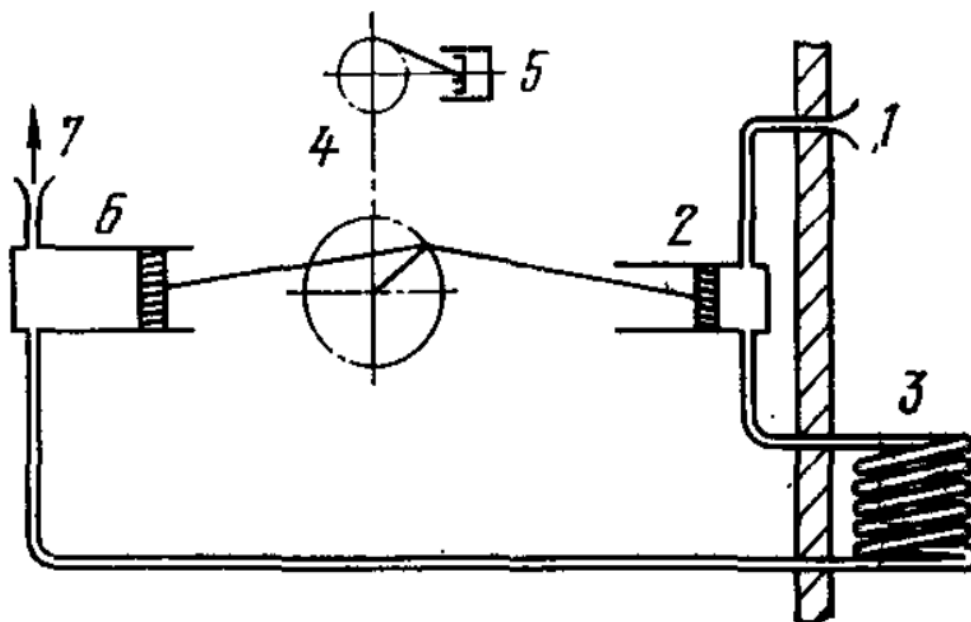


Рисунок 2.1 – Схема «умножителя тепла» Томсона.

1– окружающий воздух; 2 – входной цилиндр; 3 – теплообменник; 4 – привод;  
5 – паровая машина; 6– выходной цилиндр; 7 – обогреваемое помещение

В обосновании своего предложения Томсон указывал, что ограниченность энергетических ресурсов не позволит непрерывно сжигать топливо в печах для отопления, и что его умножитель тепла будет потреблять меньше топлива, чем обычные печи [27].

Как видно из рисунка 2.1, предложенный Томсоном тепловой насос использовал в качестве рабочего тела воздух. Окружающий воздух попадает в цилиндр, расширяется и в следствии этого охлаждается, а затем проходит через теплооб-

менник, где нагревается наружным воздухом. После сжатия до атмосферного давления воздух из цилиндра попадает в обогреваемое помещение. Томсон заявил, что его тепловой насос способен давать необходимое тепло при использовании только 3% энергии, затрачиваемой на прямое отопление.

Первая крупная теплонасосная установка была введена в действие в Цюрихе в 1938–1939 гг. В ней использовалось тепло речной воды, ротационный компрессор и хладагент [31]. Она обеспечивала отопление ратуши водой с температурой  $60^{\circ}\text{C}$  при мощности 175 кВт.

В 1824 году Карно впервые использовал термодинамический цикл для описания процесса, и этот цикл остается фундаментальной основой для сравнения с ним и оценки эффективности тепловых насосов.

Тепловой насос можно рассматривать как обращенную тепловую машину. Тепловая машина получает тепло от высокотемпературного источника и сбрасывает ее при низкой температуре, отдавая полезную работу. Как видно на рисунке 2.2 ТН требует затраты работы для получения тепла при низкой температуре и отдаче его при более высокой.

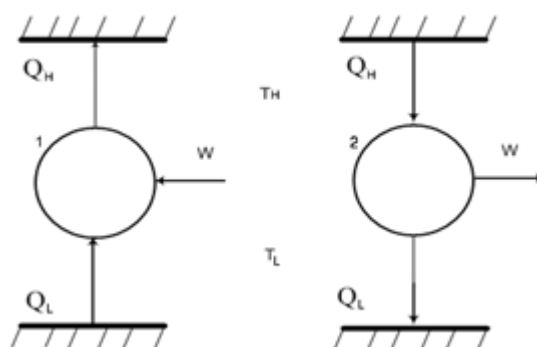


Рисунок 2.2 – Термодинамическая схема ТН и теплового двигателя  
1 – ТН; 2 –тепловой двигатель;  $T_H$  – высокая температура;  $T_L$  – низкая температура

Можно легко показать, что если обе машины обратимы (т.е. термодинамические процессы не содержат потерь тепла или работы), то существует конечный предел эффективности каждой из них, и в обоих случаях это есть отношение  $Q_H/W$ . Если бы это было не так, то можно было бы построить вечный двигатель, просто соединив одну машину с другой. Это отношение очень важно. В случае тепловой машины оно записывается в виде  $W/Q_H$  и называется термическим КПД, а для теплового насоса оно остается в виде  $Q_H/W$  и называется коэффициентом преобразования (КОП). Его следует отличать от аналогичного отношения  $Q_L/W$ , применяемого в холодильной технике и называемого в дальнейшем  $\text{КОП}_{\text{охл}}$ .

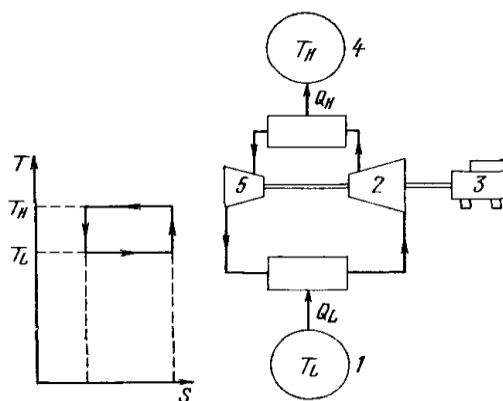


Рисунок 2.3 – Идеальный теплонасосный цикл Карно  
 1 — источник тепла; 2 — компрессор; 3 — приводной двигатель;  
 4 — потребитель тепла; S — расширительная машина

Цикл Карно на Рисунке 2.3 изображает рабочий процесс идеальной тепловой машины, работающей в заданном интервале температур. Стрелки показывают направление процесса для теплового насоса. Тепло изотермически подводится при температуре  $T_L$  и изотермически отводится при температуре  $T_H$ . Сжатие и расширение производится при постоянной энтропии, а работа подводится от внешнего двигателя. Используя определение энтропии и законы термодинамики, можно показать, что коэффициент преобразования ( $\text{КОП}_{\text{охл}}$ ) для цикла Карно имеет вид:

$$\text{КОП}_{\text{охл}} = \frac{T_1}{(T_H - T_1)} + 1$$

Никакой тепловой насос, созданный в пределах нашей Вселенной, не может иметь лучшей характеристики, и все практические циклы реализуют стремление максимально приблизить к этому пределу.

#### Компрессионные тепловые насосы

В настоящее время наибольшее распространение получили тепловые насосы, в которых осуществляется парокомпрессионный теплонасосный цикл. Они называются компрессионными тепловыми насосами.

С целью приближения к простому циклу Карно, а фактически это значит – с целью создания практически полезного теплового насоса, необходимо стремиться к подводу тепла при условиях, близких к изотермическим. Для этого подбираются рабочие тела, изменяющие агрегатное состояние при необходимых температурах и давлениях. Они поглощают тепло при испарении и отдают при конденсации. Эти процессы образуют изотермы цикла. Сжатие пара, как правило, требует, чтобы пар был сухим, что вызвано особенностями механики большинства компрессоров. Попадание жидкости вместе с паром на вход компрессора может повредить его клапаны, а поступление большого количества жидкости в компрессор может вообще вывести его из строя (если не приняты предохранительные меры, например подпружиненная головка цилиндра).

Цикл с механической компрессией пара и его изображение на T-S (температура – энтропия) диаграмме показаны на рисунке 2.4.

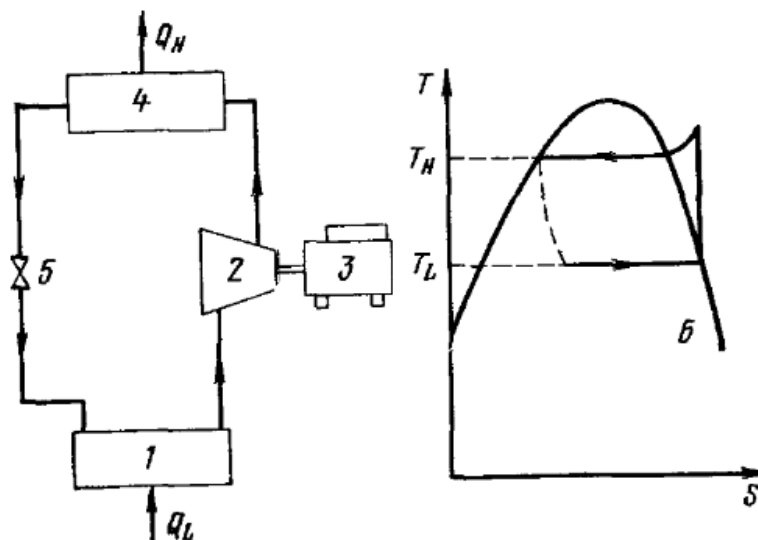


Рисунок 2.4 – парокompрессионный цикл  
1 – испаритель; 2 – компрессор; 3 – приводной двигатель; 4 – конденсатор;  
5 – дроссельный клапан; в – пограничная кривая

Рассмотрим цикл только с сухой компрессией пара и расширением в дроссельном клапане. Этот клапан представляет собой либо регулируемое сопло или отверстие, либо капиллярную трубку.

Процесс расширения в сопле необратим, он показан пунктиром на T-S диаграмме, изображенной на рисунке 2.4. Обычно он рассматривается как адиабатический, т. е. проходящий без подвода или отвода тепла при расширении рабочего тела.

Теперь продемонстрируем цикл другим способом, с помощью широко применяемой на практике для парокompрессионных циклов диаграммы давление – удельная энтальпия (p-h), что показано на рисунке 2.5.

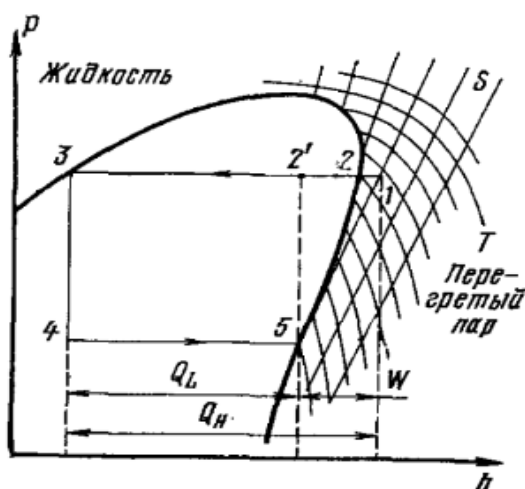


Рисунок 2.5 – Идеальный парокompрессионный цикл

Этот рисунок следует рассмотреть внимательно. Сжатое рабочее тело под высоким давлением покидает компрессор в точке 1. Поскольку на вход в компрессор поступал только сухой пар и благодаря наклону линий постоянной энтропии, в точке 1 пар перегрет. Прежде чем пар начнет конденсироваться в точке 2, его следует охладить при постоянном давлении. Между точками 2 и 3 происходит конденсация при постоянной температуре (если нет утечек пара). Отсюда видно, что теплообменный аппарат, в котором происходит конденсация (конденсатор), всегда должен быть рассчитан на прием перегретого пара. Адиабатическое расширение изображается на  $p - h$  диаграмме вертикальной прямой 3 – 4, и в этом одна из причин удобства такой диаграммы. Для расчета цикла необходимо знать состояния рабочего тела только на входе в компрессор и выходе из него. Остальное изображается прямыми линиями. Испарение происходит при постоянных давлении и температуре между точками 4 и 5. Следует отметить, что расширение происходит фактически в смеси жидкости и пара. Входящая в испаритель смесь содержит значительную долю пара, иногда до 50% по массе, и эта доля рабочего тела, естественно, уже не участвует в процессе испарения и поглощения тепла. Между точками 5 и 1 происходит изоэнтروпийное сжатие сухого пара. На практике его реализовать нельзя, но здесь мы рассматриваем идеализированный цикл. Его эффективность меньше, чем у цикла Карно, из-за необратимости процесса расширения.

Подчеркнем второе важное преимущество  $p - h$  диаграммы. Поскольку на горизонтальной оси откладывается энтальпия, она допускает прямой отсчет  $Q_H$ ,  $Q_L$  и  $W$ . В то же время диаграмма позволяет сразу оценить значение КОП. Для получения высокого КОП значение  $Q_H$  должно быть велико, а  $W$  (работа сжатия) должна быть мала. Пригодность того или иного рабочего тела можно быстро оценить при взгляде на его  $p - h$  диаграмму (На диаграмме удобно провести перпендикуляр к точке 2', тогда КОП – это отношение отрезков 3–1 и 2'–1. Очевидно, что КОП тем выше, чем меньше интервал давлений 3–4 (или, что то же самое, чем меньше интервал температур).

Описанный парокompрессионный цикл одинаков и для теплового насоса и для холодильной машины. Его часто называют обратным циклом Ренкина или, менее точно, просто циклом Ренкина. В действительности цикл Ренкина относится к процессу в паровых турбинах при выработке электроэнергии. На  $T - S$  диаграмме он протекает по часовой стрелке, включая испарение и конденсацию. Подчеркнем два различия между циклом Ренкина и механическим парокompрессионным. Первое состоит в направлении: цикл Ренкина — это энергетический цикл, отдающий мощность при расширении пара в Турбине. Второе различие в том, что в цикле Ренкина сжимается 100% жидкости. Действительно, обратимым по отношению к циклу Ренкина был бы цикл с расширительной машиной, а не с необратимым расширением в дросселе. На практике, однако, разница не очень существенна.

Рабочие циклы, описанные в предыдущих разделах, существенно идеализированы. Хотя в них и учитывались практические ограничения, связанные с необходимостью сжатия только сухого пара, предполагалось, что КПД всех элементов

составляет 100%. Покажем теперь, чем реальная машина отличается от идеальной.

Главным компонентом теплового насоса является компрессор. Ранее уже говорилось, что компрессор должен сжимать только сухой пар и рабочее тело до входа в компрессор должно быть несколько перегрето. Это показано на рисунке 2.6 где рабочее тело теперь поступает в компрессор в состоянии 5' вместо 5. Перегрев создает зону безопасности для уменьшения попадания капель жидкости в компрессор. Это достигается ценой некоторого увеличения компрессора, поскольку он должен сжимать более разреженный пар при том же массовом расходе. Более серьезная проблема состоит в повышении температуры на выходе из компрессора, которая ограничивается стойкостью выхлопных клапанов.

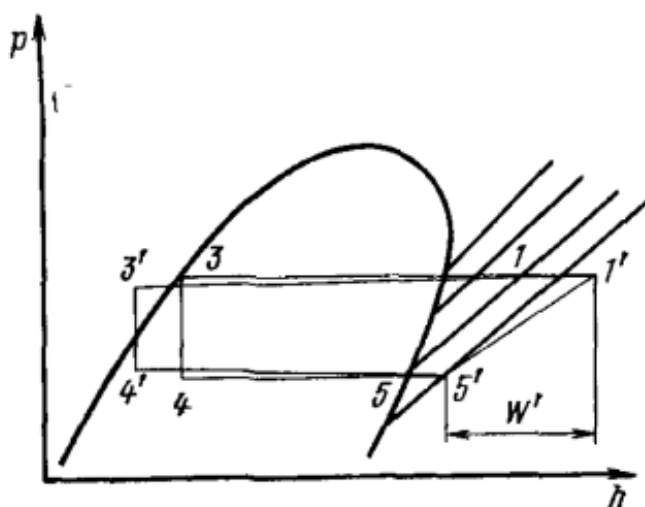


Рисунок 2.6 – Реальный парокомпрессионный цикл

Другое существенное отклонение от идеализированного цикла определяется КПД компрессора. Из-за теплообмена между рабочим телом и компрессором и необратимости течения внутри компрессора повышение энтальпии в нем больше, чем в идеализированном цикле, что также повышает выходную температуру. На рисунке 5 это показано точкой 1. Повышение энтальпии оценивается изоэнтропическим КПД компрессора. Повышение энтальпии в реальном компрессоре обозначается  $W'$ , а при идеальном изоэнтропическом сжатии  $W$ . Изоэнтропический КПД равен  $W/W'$ . Отметим, что изоэнтропическое сжатие требует минимальной работы при неохлаждаемом компрессоре. Работу можно снизить путем его охлаждения, но поскольку задачей теплового насоса является отдача тепла при высокой температуре, такое охлаждение невыгодно или фактически невозможно.

Существуют еще два показателя эффективности компрессора. Механический КПД показывает, какая доля работы, подведенной к валу компрессора, отдана рабочему телу:

$$\text{Механический КПД} = \frac{\text{Повышение энтальпии} \times \text{массовый расход}}{\text{Мощность, подводимая к компрессору}}$$

Обычно он равен 95%. Заметим, что оба эти КПД одинаково важны, так как они влияют на КОП реального теплового насоса.

Наконец, есть еще объемный КПД, который влияет не на КОП, а на капиталовложения в оборудование, поскольку определяет размеры компрессора:

$$\text{Объемный КПД} = \frac{\text{Массовый расход} \times \text{удельный объем на входе}}{\text{Объем, проходимый поршнем в единицу времени}}$$

Его типичное значение также около 95%.

Потери имеются и в других элементах рабочего цикла, а не только в компрессоре. Когда рабочее тело проходит через теплообменник, давление несколько падает. Скорость обычно стремятся поддерживать достаточно высокой и исключить застойные зоны, в которых собирается масло. Влияние этого падения давления проявляется в отклонении от изотермических условий при теплообмене. Фактически отклонение обычно не превосходит градуса, и на рисунке его влияние несколько преувеличено.

Последнее отклонение от реального цикла, которое здесь рассматривается, связано с переохлаждением. В идеальном цикле дросселирование начиналось от точки 3 на левой пограничной кривой. Однако любые потери в трубопроводах между конденсатором и дросселем вызывают некоторое испарение, что ухудшает работу дросселя. Желательно ввести переохлаждение до точки 3. Переохлаждение также снижает долю пара, поступающего в испаритель, но чтобы осуществить переохлаждение, нужно иметь теплоноситель с достаточно низкой температурой.

Несколько ранее была объяснена необходимость перегрева рабочего тела после испарителя, что привело к удобному и элегантному решению: тепло, отводимое от конденсатора при переохлаждении с температурой  $T_n$ , используется для перегрева засасываемого в компрессор пара с температурой  $T_L$  путем установки промежуточного теплообменника – переохладителя, изображенного на рисунке 2.7.

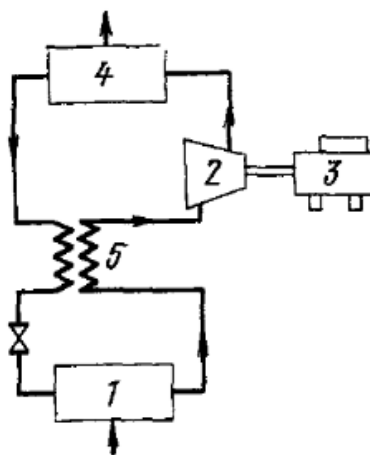


Рисунок 2.7 – Парокомпрессионный цикл с промежуточным теплообменником–регенератором

1 — испаритель; 2 — компрессор; 3 — двигатель; 4 — конденсатор;  
5 — промежуточный теплообменник



Предположим, что существует производство, в котором используется промышленная вода. Вода заключена в большой бак при температуре  $65^{\circ}\text{C}$  и после очистки сбрасывается при температуре  $35^{\circ}\text{C}$ . Назначение теплового насоса состоит в восстановлении тепла сбросной воды и использования его для поддержания температуры водяного бака. Временно пренебрежем возможностью частичного использования для этой цели простого теплообменника. Максимальный КОП по Карно

Во-первых, нужно выбрать температуры испарения и конденсации. Они зависят от размера теплообменников, которые предполагается установить. В качестве типичных значений можно принять  $T_{\text{н}}=75^{\circ}\text{C}$  и  $T_{\text{л}}=15^{\circ}\text{C}$ . Отметим, что в испарителе нужна большая разность температур, поскольку сбрасываемая вода должна быть охлаждена от  $35^{\circ}\text{C}$ , до, например,  $20^{\circ}\text{C}$ , чтобы получить полезное тепло.

Затем примем в качестве рабочего тела хладагент R12. Выбор рабочего тела, вообще говоря, дело не простое. Но в данном случае как пример выбран R12, а его  $p-h$  диаграмма показана на рисунке 2.8.

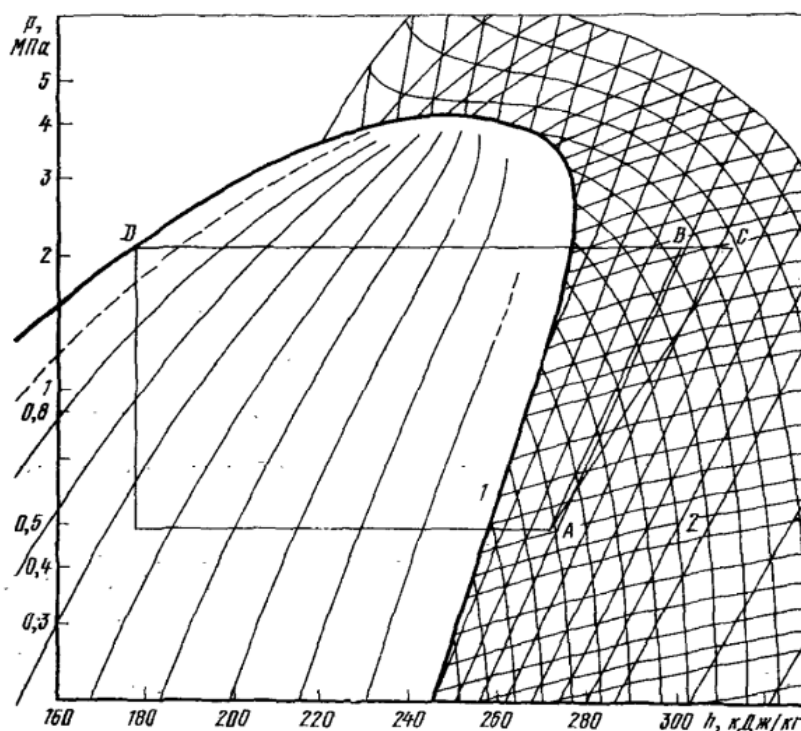


Рисунок 2.8 – Парокомпрессионный цикл на хладагенте

Изображение цикла всегда начинается со сжатия. Примем необходимый перегрев пара на входе компрессора  $20^{\circ}\text{C}$  и обозначим его состояние точкой A. Она находится путем продолжения линии постоянного давления, соответствующей испарению при  $15^{\circ}\text{C}$  ( $0,49\text{ МПа}$ ) до пересечения с изотермой  $35^{\circ}\text{C}$ . В точке A удельная энтальпия равна  $271\text{ кДж/кг}$ . Проведя по изоэнтропе линию до пересечения с изобарой  $2,1\text{ МПа}$ , соответствующей температуре конденсации  $75^{\circ}\text{C}$ , получаем условия на выходе изоэнтропического компрессора в точке B с удельной энтальпией  $300\text{ кДж/кг}$ .

Откуда следует, что при  $\eta = 0,7$   $h_{\text{с}}=312\text{ кДж/кг}$

Изменение энтальпии в конденсаторе и соответствующую точку D при  $h_D = 177$  кДж/кг находим по пересечению изобары конденсации с левой пограничной кривой, пренебрегая при этом падением давления при теплообмене.

Кроме того, следует вспомнить о механическом КПД компрессора, который потребует затраты дополнительной работы. Полный КОП =  $3,29 - 0,95 = 3,13$ .

В итоге для КОП получаем:

Цикл Карно .....	11,3
Цикл Карно с учетом теплообменников	4,8
Цикл с учетом термодинамических потерь	3,3
Цикл с учетом механических потерь .....	3,1

Значение этих цифр очевидно. Существенную роль играют теплообменники, поскольку снижение  $\Delta t$  окупает затраты повышением КОП.

Величина КОП отражает меру полезности теплового насоса как выработку большого количества тепла при затрате сравнительно малой работы. Однако она не отражает того факта, что передача энергии в форме работы представляет большую ценность, чем передача энергии в форме тепла. Это становится очевидным при выборе привода для компрессора. Электромотор требует мощности, которая генерируется за счет подвода тепла с большими потерями. Вообще любая тепловая машина позволяет лишь часть тепла, получаемого от топлива, преобразовать в работу. Идеальным был бы привод теплового насоса за счет даровой работы ветра или гидроэнергии, но это не всегда возможно.

Для оценки различных теплонасосных систем с приводом компрессора за счет различных топлив или источников энергии применяют коэффициент первичной энергии. Он учитывает не только КОП, но и КПД преобразования первичной энергии (нефть, газ, уголь или солнечное тепло) в работу привода компрессора. КПЭ особенно важен при рассмотрении тепловых насосов, к которым подводится только тепло и обсуждаемых в этой главе несколько далее. В их комбинированных схемах не всегда можно различить потоки тепла и работы. Определение КПЭ таково:

$$\text{КПЭ} = \frac{\text{Полезное тепло от теплового насоса}}{\text{Затраты первичной энергии}}$$

Можно дать и другое определение КПЭ, когда для привода компрессора используется тепловая машина с термическим КПД  $\eta_t$ :

$$\text{КПЭ} = \eta_t \cdot \text{КОП}$$

При использовании теплового насоса для отопления или теплоснабжения в промышленности, а также любого применения, где единственным назначением теплового насоса является получение тепла, КПЭ показывает, насколько выгоден тепловой насос по сравнению с обычным водогрейным или паровым котлом, а также по сравнению с непосредственным огневым нагревом. Так, для примера, описанного в предыдущем разделе, приводом может быть двигатель дизеля. Дизель – это довольно хорошая тепловая машина, и при полной нагрузке ее КПД достигает  $\eta_t = 0,4$  следовательно,

$$\text{КПЭ} = 0,4 - 3,1 = 1,24.$$

Другими словами, тепловой насос дает на 24% больше тепла, чем прямое сжигание топлива. Если же дополнительно можно использовать 35% первичной энергии, обратившейся в тепло на выхлопе и в радиаторе дизеля, то КПЭ соответственно возрастает:

$$\text{КПЭ} = 1,24 + 0,35 = 1,59.$$

Это можно сравнить с системой обычного теплоснабжения от котельной, у которой КПЭ составляет 0,7 – 0,8. Сравнение показывает, что в этом случае тепловой насос дает вдвое больше полезного тепла на единицу использованного топлива [29].

## 2.2 Основные элементы конструкции

Одним из основных элементов является рабочее тело, изображенное на рисунке 2.9. Диапазон рабочих тел фактически безграничен. Каждая жидкость способная испаряться в интервале давлений от 0,1 до 2 МПа при приемлемой температуре, представляет интерес. Хладагенты в соответствии со стандартным перечнем ASHRAE разделены на галоидоуглеродные, циклические органические соединения, азеотропы углеводороды, кислородные соединения, азотные соединения.

На первый взгляд, выбор рабочего тела влияет на КОП. На практике, КОП остается почти постоянным для широкого набора хладагентов с существенно разными давлениями и плотностями, если при этом температуры испарения и конденсации одинаковы [15].

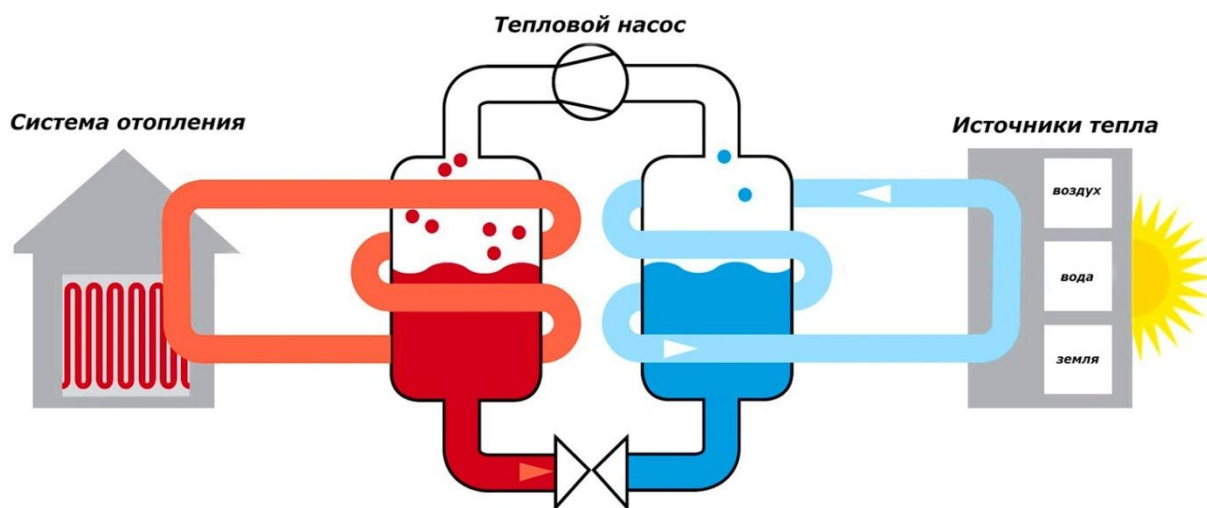


Рисунок 2.9 – Схема работы ТН

Компрессоры в ТНУ являются важнейшим компонентом. Компрессоры делятся на 2 группы – для влажного и сухого пара. Существует несколько типов компрессоров. Одним из таких типов являются ротационные лопаточные компрессоры. Эти компрессоры обычно работают при низких давлениях и степенях сжатия, они также называются компрессорами со скользящими лопатками. Для них характерен высокий КПД, они пригодны для высоких скоростей вращения. Сжатие

происходит между скользящими лопатками. Ротационные компрессоры применяются при мощности привода до 5 кВт и менее. Выходное давление редко превышает 1 МПа, а разность давлений обычно не более 0,4 МПа.

Поршневой тип компрессоров – самый распространенный тип, используемый в холодильных машинах и тепловых насосах. Компрессоры этого типа подразделяются на: открытые, герметичные или полугерметичные.

Винтовые компрессоры, данный тип компрессоров состоит из двух роторов, вращающихся совместно в уплотненном корпусе, один из которых – охватываемый, другой – охватывающий. Принципиальным недостатком винтовых компрессоров являются повышенные в сравнении с поршневыми стоимость и уровень шума.

Центробежные компрессоры – работают только в сухом режиме. Компрессоры могут быть одно и двухступенчатыми. Отношение давлений 3-4 является оптимальным. Эти компрессоры пригодны для больших мощностей и больших объемных расходов, малых разностей температуры и малых разностей давлений [27].

### 2.3 Схемы подключения ТН

К отопительным установкам с тепловыми насосами необходим совершенно иной подход, чем к обычным отопительным системам, где имеющаяся в наличии энергия преобразуется в требуемую полезную энергию. Тепловые насосы должны быть включены в потоки энергии как внутри, так и вне здания.

Можно выделить два основных вида схем подключения:

- открытые системы: в качестве источника низкопотенциальной тепловой энергии используются грунтовые воды, подводимые непосредственно к тепловым насосам;

- замкнутые системы: теплообменники расположены в грунтовом массиве; при циркуляции по ним теплоносителя с пониженной относительно грунта температурой происходит «отбор» тепловой энергии от грунта и перенос ее к испарителю теплового насоса (или, при использовании теплоносителя с повышенной относительно грунта температурой, его охлаждение).

Основная часть открытых систем – скважины, позволяющие извлекать грунтовые воды из водоносных слоев грунта и возвращать воду обратно в те же водоносные слои. Обычно для этого устраиваются парные скважины.

Открытые системы чаще используются для тепло – или холодоснабжения крупных зданий. Системы, использующие низкопотенциальное тепло водоемов, относятся к открытым, как и системы, использующие низкопотенциальное тепло грунтовых вод.

Замкнутые системы, в свою очередь, делятся на горизонтальные и вертикальные.

Горизонтальный грунтовой теплообменник устанавливается, как правило, рядом с домом на небольшой глубине. Использование горизонтальных грунтовых теплообменников ограничено размерами имеющейся площадки. Если система с горизонтальными теплообменниками используется только для получения тепла, ее

нормальное функционирование возможно только при условии достаточных теплоступлений с поверхности земли за счет солнечной радиации.

Вертикальные грунтовые теплообменники позволяют использовать низкопотенциальную тепловую энергию грунтового массива, лежащего ниже «нейтральной» зоны (10 – 20 м от уровня земли). Теплоноситель циркулирует по трубам (чаще всего полиэтиленовым или полипропиленовым), уложенным в вертикальные скважины глубиной от 50 до 200 м. Системы с вертикальными грунтовыми теплообменниками не требуют участков большой площади и не зависят от интенсивности солнечной радиации падающей на поверхность. Вертикальные грунтовые теплообменники эффективно работают практически во всех видах геологических сред, за исключением грунтов с низкой теплопроводностью, например, сухого песка или сухого гравия. Системы с вертикальными грунтовыми теплообменниками получили очень широкое распространение.

Для увеличения эффективности теплообменников пространство между стенками скважины и трубами заполняется специальными теплопроводящими материалами.

Системы с вертикальными грунтовыми теплообменниками могут использоваться для тепло- и холодоснабжения зданий различных размеров. Для небольшого здания достаточно одного теплообменника; для больших зданий может потребоваться устройство целой группы скважин с вертикальными теплообменниками.

## 2.4 Опыт использования ТН в России и за рубежом

Тепловые насосы в силу того, что они избавлены от большинства перечисленных недостатков централизованного теплоснабжения, нашли широкое применение за рубежом, если в 1980 г. В США работало около 3 млн. теплонасосных установок, в Японии 0,5 млн., в Западной Европе 0,15 млн., то в 1993 г. Общее количество работающих теплонасосных установок (ТНУ) в развитых странах превысило 12 млн., а ежегодный выпуск составляет более 1 млн. Массовое производство тепловых насосов налажено практически во всех развитых странах. По прогнозу Мирового энергетического комитета к 2020 г. В передовых странах доля отопления и горячего водоснабжения с помощью тепловых насосов составит 75 %.

Европейская практика установки и использования тепловых насосов опережает другие страны мира. Но так как это удовольствие недешевое, то многие страны решают этот вопрос путем введения соответствующих государственных программ. В некоторых странах масштабы использования теплонасосных установок очень впечатляют. В качестве примеров мы рассмотрим несколько стран, которые в течение многих лет с успехом используют в повседневной жизни тепловые насосы [32].

### 2.4.1 Опыт Швеции

На первом месте по внедрению тепловых насосов в повседневную жизнь стоит Швеция. Там к вопросам энергоэффективности и экологии уделяется особое

внимание. А потому уже большую половину домов в стране обогревают с использованием тепловых насосов. А ведь это грандиозная экономия электроэнергии.

Первым городом, который перевели на отопление тепловыми насосами, стал Стокгольм. Почти вся шведская столица обогревается за счет морских теплонасосов. Бесценным источником тепловой энергии является балтийское море. Населенные пункты, расположенные на побережье, пользуются этим преимуществом. В других регионах широкое применение нашли воздушные агрегаты. Большую популярность приобрело сочетание системы «теплый пол» с тепловым насосом. Благодаря этому энергия, поставляемая тепловым насосом, используется с максимальной эффективностью.

В правительстве Швеции давно задумались о том, как сделать так, чтобы вопросы энергоэффективности не подрывали государственный бюджет и не били по карманам жителей. Поэтому там в свое время для установки теплонасосов предусмотрели государственную дотацию. Это позволило в короткие сроки значительно сократить затраты на отопление.

Сегодня шведы могут делиться своим опытом с другими державами, ведь они все больше отказываются от традиционных видов отопления.

#### 2.4.2 Опыт Германии

Германию можно смело назвать самой продвинутой страной по использованию тепловых насосов.

Чтобы поддержать население в переходе на более удобное и выгодное отопление, правительством оказывается финансовая помощь тем, кто хочет установить тепловой насос.

После пережитого экономического кризиса развитие этой отрасли быстро вышло на первый план. Потребители быстро поняли всю выгоду при использовании этого экономичного и эффективного отопительного оборудования. Особым спросом в Германии пользуются насосы «воздух-вода».

Сегодня уже множество немецких семей перешли на это альтернативное отопление и совершенно об этом не жалеют. Ведь расходы на его установку окупаются довольно быстро и существенную помощь приносят государственные дотации. А потому тепловые насосы стали доступны для большинства семей Германии.

Немцы отмечают пользу этого отопления: автоматика работает исправно, атмосфера не загрязняется, в доме тепло. За потребленную электроэнергию платить приходится совсем немного, не говоря уже о том, что тепло для дома они получают фактически бесплатно.

#### 2.4.3 Опыт США

Для популяризации тепловых насосов и для удешевления используемых энергоносителей правительство США пошло немного иным путем. Там был принят

закон, который обязывает компании-застройщики устанавливать это отопительное оборудование во всех новых возводимых зданиях.

В течение года в соединенных штатах выпускается больше одного миллиона тепловых насосов. Поэтому этот рынок там также очень развит.

К тому же американцы широко используют энергию солнца для отопления, подогрева воды для бытовых нужд и для бассейнов. Комбинация солнечных коллекторов с тепловым насосом повышает эффективность системы отопления в разы.

Использование солнечных коллекторов очень эффективно. Они улавливают солнечные лучи круглый год и даже в пасмурную погоду. Применение коллекторов для теплового насоса позволяет обеспечить его необходимыми 25% электроэнергии, которая нужна для его 100%-й производительности.

На практике работа двух систем, теплонасоса и коллекторов, дает ни с чем не сравнимые преимущества. Ведь потребители абсолютно не испытывают недостатка в электроэнергии и тепле. К тому же затрат на тепло они абсолютно не несут.

#### 2.4.5 Опыт Японии

Японцы выступают новаторами во многих областях, в том числе и в применении тепловых насосов. Они очень ценят не только практичность и технологичность данного оборудования, но и его высокую энергоэффективность и получаемые в результате удобства. Возможность пользоваться горячей водой в любое время суток для них является важным условием комфортной жизни.

Воду в Японии принято подогревать в ночное время, когда тариф на электричество более дешевый, чем дневной. К тому же электросеть не перегружается, а это очень важно в целях безопасности. А если учесть, что японцы – известные любители горячих ванн и в сутки один человек может израсходовать до 420 литров воды, то необходимость дешевой энергии становится очевидна и понятна.

Для начала правительство страны инициировало программу по изучению последствий применения тепловых насосов. Не было выявлено ни единого отрицательного фактора воздействия на окружающую среду и на безопасность для человека. Это и стало причиной массового внедрения тепловых насосов в систему отопления. И сегодня Япония может служить ярким примером для других стран.

Для обеспечения максимальной эффективности в этой области бизнес и власть работают вместе. В середине 80-х годов минувшего столетия там был создан фонд «тепловые насосы», который показал результативность своей работы.

Катастрофа на Фукусиме еще больше стимулировала развитие программ, которые уменьшают зависимость от атомной энергетики и газа, а также программ, которые позволяют внедрять энергосберегающие технологии.

Сегодня в Японии наибольшую популярность получили насосы «воздух-вода». К этому подтолкнули климатические условия в этом регионе. А правительство внедряет программы, которые позволяют получать субсидии при установке тепловых насосов.

#### 2.4.6 Опыт СССР и России

Применение и особенно производство тепловых насосов в нашей стране развивается с большим опозданием. Пионером в области создания и внедрения тепловых насосов в бывшем СССР был ВНИИхолодмаш. В 1986-1989 гг. ВНИИхолодмашем был разработан ряд парокомпрессионных тепловых насосов теплопроизводительностью от 17 кВт до 11,5 МВт двенадцати типоразмеров, типа «вода-вода» (в том числе морская вода в качестве ИНТ для тепловых насосов теплопроизводительностью 300... 1000 кВт), «вода-воздух» (тепловые насосы на 45 и 65 кВт). Большая часть тепловых насосов этого ряда прошла стадию изготовления и испытания опытных образцов на пяти заводах холодильного машиностроения. Четыре типоразмера выпускались серийно (тепловые насосы теплопроизводительностью 14; 100; 300; 8500 кВт). Общий их выпуск с 1987 г. и почти до 1992 г. Может быть оценен в 3000 единиц. Тепловая мощность действующего парка этих тепловых насосов оценивается в 40 МВт.

Примером может служить созданный в этот период тепловой насос мощностью 5 МВт на базе центробежного компрессора для теплонасосной установки целлюлозно-бумажного комбината ПО «Светогорск» (Карелия). Эта установка общей тепловой мощностью 27 МВт утилизировала теплоту сбросной воды с температурой 30.. 35°C охлаждающей системы технологических аппаратов в цехах и повышала до 75... 80°C потенциал сбросной воды, которая использовалась в системе теплоснабжения целлюлозно-бумажного комбината и г. Светогорска.

Хорошо зарекомендовали себя холодильно-нагревательные машины типа ТХУ для молочных ферм, которые утилизировали теплоту охлаждаемого молока для технологических нужд.

В этот период институтом был разработан целый ряд принципиально новых тепловых насосов – абсорбционных, компрессионно-ресорбционных, компрессионных, работающих на бутане и воде в качестве рабочего вещества и др.

Последующий период по известным причинам характеризовался спадом спроса на такое новое энергетическое оборудование, каким являются тепловые насосы. Многие освоенные машины и новые разработки оказались невостребованными.

Однако в последние годы картина стала меняться. Возникли реальные экономические стимулы для энергосбережения. Это связано с ростом цен на энергоносители, а также с изменениями в соотношениях тарифов на электроэнергию и различные виды топлива. Во многих случаях на первый план выступают требования экологической чистоты систем теплоснабжения. В частности, это относится к элитным индивидуальным домам. Появились новые специализированные фирмы в Москве, Новосибирске, Нижнем Новгороде и других городах, проектирующие теплонасосные установки и выпускающие только тепловые насосы. Усилиями этих фирм к настоящему времени дополнительно введен в эксплуатацию парк тепловых насосов общей тепловой мощностью около 50 МВт.



В настоящее время в Минпромэнерго РФ реализуется программа «Развитие нетрадиционной энергетики России до 2015 года». Она включает раздел по развитию теплонасосных установок.

В основу программы положены реальные проекты, которые осуществляются в этот период.

Большинство из примерно 30 крупных проектов предусматривают использование теплонасосных установок для жилищно-коммунального сектора, в том числе в системе централизованного теплоснабжения.

Ряд работ будет выполняться в рамках региональных программ энергосбережения и замены традиционных систем теплоснабжения теплонасосными установками (Новосибирская обл., Нижегородская обл., Норильск, Нуренгри, Якутия, Дивногорск, Красноярский край). Среднегодовой ввод тепловых мощностей составит около 100 МВт.

При этих условиях выработка теплоты всеми работающими тепловыми насосами в 2010 г. Составила 2,2 млн. Гкал, а замещение органического топлива – 160 тыс. т условного топлива. К 2010г. Расширены производственные мощности для выпуска тепловых насосов тепловой мощностью до 100 кВт в количестве до 10 тыс. в год (суммарная тепловая мощность годового выпуска 300 МВт). Таким образом, в России наметился прорыв в распространении теплонасосных установок [16].

Что касается тепловых насосов большой тепловой мощности (от 500 кВт до 40 МВт), то после 2010г. Предполагался ежегодный ввод тепловых мощностей в среднем 280 МВт, а после 2015г. – до 800 МВт. Это связывали с тем, что в данный период планировалось широкое применение тепловых насосов в системах централизованного теплоснабжения. Но реальная экономическая ситуация в РФ не позволила реализовать эту программу полностью.

Ниже приводится краткая аннотация наиболее крупного объекта, представленного ЗАО «Энергия» (Новосибирск). В этом проекте наглядно раскрываются энергетические, экономические и экологические аспекты применения теплонасосных установок.

Проект относится к теплоснабжению Дивногорска, Красноярского края, расположенного в непосредственной близости от Красноярской гидроэлектростанции (ГЭС) на Енисее. В настоящее время этот город с численностью населения около 40 тыс. человек отапливается с помощью электродотельных. Потребность в теплоте для отопления и горячего водоснабжения составляет около 120 МВт. Возросшая стоимость электроэнергии приводит к тому, что более 50% годового бюджета города расходуется на теплоснабжение жилья и социальной сферы.

Переход на альтернативный источник тепловой энергии – первоочередная задача администрации города. Круг возможных альтернативных решений весьма узок: теплонасосные установки с использованием воды Енисея в качестве источника низкопотенциальной теплоты или угольные котельные, так как природным газом Красноярский край не располагает.

Второй путь для Дивногорска неприемлем из-за того, что город и его окрестности – это зеленая зона отдыха жителей Красноярска. Установка там угольных

котельных при своеобразном рельефе местности приведет к сильнейшему загрязнению этой рекреационной зоны окислами азота, серы и золой, содержащей тяжелые металлы.

Единственно приемлемое альтернативное решение – перевод жителей Дивногорска на теплоснабжение от тепловых насосов.

Источником низкопотенциальной теплоты для тепловых насосов будет служить вода Енисея, температура которой колеблется от 1,5...2,0°C, зимой до 10...11°C летом.

Это решение позволит решить и другую весьма серьезную экологическую проблему. После создания Красноярской ГЭС из-за мощной диссипации энергии падающего потока воды в нижнем бьефе температура в самые сильные морозы не опускается ниже 2°C.

В результате ниже по течению от плотины на расстоянии 150... 180 км вода не замерзает, и в сильные морозы это открытое зеркало воды становится причиной густых туманов практически в течение всей зимы, что значительно ухудшило микроклимат в Красноярске.

Если полностью перевести Дивногорск на теплонасосное теплоснабжение, речная вода будет охлаждаться на 1°C, что обеспечит образование ледяного покрова на Енисее в районе Красноярска.

Крупные тепловые насосы на базе центробежных компрессоров для этого проекта разрабатывает ОАО «ВНИИхолодмаш-Холдинг».

Реализация проекта позволит снизить годовой расход электроэнергии на отопление и горячее водоснабжение города на 400 000 МВт ч и высвободить соответствующую мощность Красноярской ГЭС; получить экономию бюджетных средств города в 100 млн. руб. в год; отказаться от применения других альтернативных систем отопления, ухудшающих экологическую обстановку в городе; улучшить экологическую обстановку в регионе в результате ликвидации незамерзающей поверхности воды в реке ниже бьефа.

В настоящее время начато проектирование первой очереди теплонасосного теплоснабжения. Работа осуществляется в рамках губернаторской программы. Ориентировочная стоимость всего проекта 400 млн. руб.

Не отстаёт от прогресса в теплоснабжении и Краснодарский край. Тепловые насосы уверенно вступили на территорию Кубани.

Первым крупным зданием, оборудованным тепловым насосом (ТН) в Краснодарском крае, стала школа в Усть-Лабинске, общая площадь обогреваемых помещений составила 6300м<sup>2</sup>, это первая в России государственная школа, имеющая комфортную систему отопления и кондиционирования.

В Краснодарском крае закончены или находятся в стадии строительства административно-гостиничный комплекс в Краснодаре ( $S=10000\text{м}^2$ ); гостиница в Адлере (45 номеров,  $S=3000\text{м}^2$ ); торговый центр в Кропоткине ( $S=1700\text{ м}^2$ ), торговый центр в г. Армавире ( $S= 2500\text{ м}^2$ ); храм ( $S= 3000\text{ м}^2$ ) в монастыре возле станицы Каменноостская, Адыгея; технопарк ( $S= 3000\text{ м}^2$ ) в поселке Розовый, Лабинского района; в 2008 г. Запущена в работу тепловая насосная установка (ТНУ) мощ-

ностью 1 МВт в гостинице мотеля на 220 мест поселка Ольгинка, Туапсинского района общей площадью 13000 кв.м. и другие объекты [24].

Для широты Челябинской области среднее значение солнечной энергии, поглощенное атмосферой, составляет 69-71 ккал/см<sup>2</sup>, а для водной поверхности 77-83 ккал/см<sup>2</sup> в год. По этой причине ближайший водоем – идеальный источник тепловой энергии для теплонасосной установки (ТНУ): температура источника всегда положительная, короткий внешний контур.

Южный Урал – край озер. На территории Челябинской области по разным оценкам насчитывается от 1300 до 3170 озер, общая площадь 2125 км<sup>2</sup>. Размеры озер от 1-2 га до 70-80 км<sup>2</sup>. Преобладают малые, величиной менее 0,5 км<sup>2</sup> (примерно 80%). Озер площадью более 0,5 км<sup>2</sup> – 566, из них 468 имеют площадь от 0,5 до 5,0 км<sup>2</sup> и только 98 озер – выше 5 км<sup>2</sup>.

Одна из первых озерных ТНУ была установлена на оз. Акакуль для теплоснабжения базы отдыха. Озеро Акакуль – типичный водоем тектонического происхождения Уральского региона находится на стыке границ территорий городов Кыштыма, Озёрска и Аргаяшского района. Площадь зеркала – 10 км<sup>2</sup>. Средняя глубина – 4,8 м, максимальная – 11 м.

В рассматриваемой теплонасосной установке используются 6 бессальниковых спиральных компрессоров фирмы «Danfoss» марки Performer типа SZ300-4, работающих параллельно.

Отбор тепла от озерной воды производится при помощи 4 пластинчатых теплообменников, изображенных на рисунке 2.9, перекачиваемой из озера к месту испарения циркуляционным насосом. Далее, нагретое рабочее тело (фреон) поступает к шести компрессорам, которые сжимают и повышают его температуру. После чего, происходит конденсация в одном пластинчатом теплообменнике, где фреон нагревает сетевую воду, которая в последствие используется для отопления помещения.

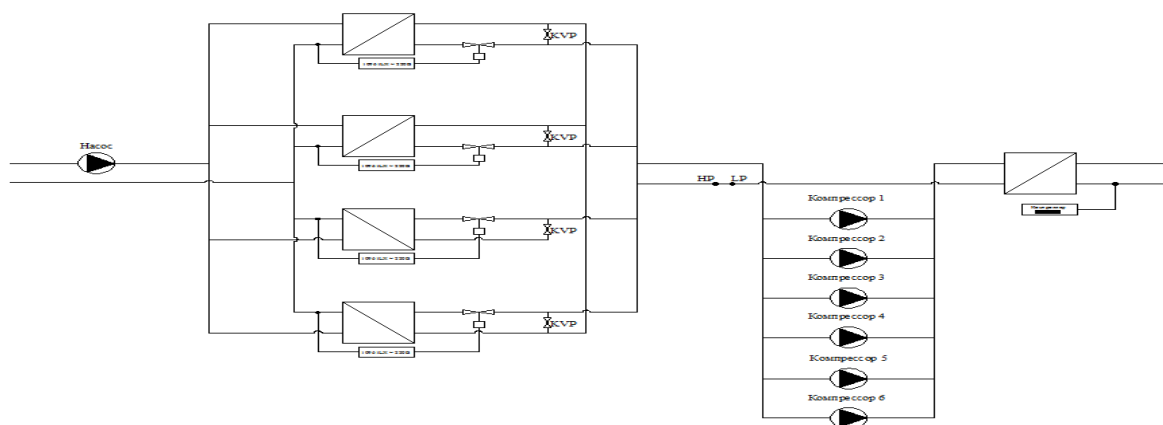


Рисунок 2.9 – Принципиальная схема эксплуатируемой теплонасосной системы

KVP – регулятор давления кипения; – соленоидный клапан, закрывается при температуре воды 2<sup>0</sup>C; HP, LP – прессостат (реле давления); – пластинчатый теплообменник

Расчетная тепловая мощность ТНУ для системы теплоснабжения составляла 500 кВт при минимальной температуре низкопотенциального источника тепла (озера) + 6<sup>0</sup>С.

Первый год эксплуатации показал слабые проработки проекта: тепловая мощность установки не превышала 120 кВт. Выявленные в ходе анализа недостатки проекта можно разделить на две категории:

- недочеты, допущенные в процессе проектирования системы;
- недочеты, связанные с практической частью исполнения (монтаж).

Первая категория недочетов:

1 Для фреона R-407C критическая температура равняется 86<sup>0</sup>С, следовательно указанная расчетная температура кипения фреона в конденсационном теплообменнике (98<sup>0</sup>С) выбрана неверно, т.е теплообменник – конденсатор, не сможет выдавать указанную мощность в длительном периоде из-за нарушений свойств фреона.

2 Расчетная температура подаваемой из озера воды +6<sup>0</sup>С. Расчет следовало проводить на основании предварительных замеров температуры источника в самых холодный период, для оз.Акакуль это +3<sup>0</sup>С. При этой температуре, уже происходит частичная кристаллизация воды в теплообменнике. В существующих системах подготовки ледяной воды с использованием пластинчатых теплообменников температура охлаждаемой воды +3<sup>0</sup>С является сигналом для аварийного отключения. Следовательно, площадь теплообменников испарителей выбрана неверно.

3 Параллельная работа (вход охлаждаемой воды параллельно раздается на несколько теплообменников) допускается, но необходимо контролировать не только наличие либо отсутствие потока, но и иметь возможность регулирования распределения потоков по теплообменникам, так как каждое ответвление имеет свое сопротивление.

Предлагаемая схема возможна только в том случае, если источник низкопотенциальной тепловой энергии имеет более высокую температуру, чем температура воды в зимний период в озерах Урала.

Для обеспечения необходимой мощности нами предложена новая схема, изображенная на рисунке 2.10, компоновки ТНУ при заданных климатических условиях Южного Урала [21].

В предлагаемой схеме используется 6 теплообменников-испарителей для того, чтобы создать систему из 6 тепловых насосов, работающих параллельно, т.е. для каждого компрессора свой теплообменник. Это позволит повысить регулирование поступления фреона в систему испарения при помощи терморегулируемых вентилей, что в свою очередь приведет к эффективной работе системы в целом. Температура, до которой должна теплонасосная установка нагревать сетевую воду, снижена до 60<sup>0</sup>С, вследствие чего коэффициент преобразования системы будет выше. Подогрев воды до уровня 98<sup>0</sup>С производится в пиковом подогревателе, работающим на пеллетах. Расчетная тепловая мощность для второй схемы составит 480 кВт [20].

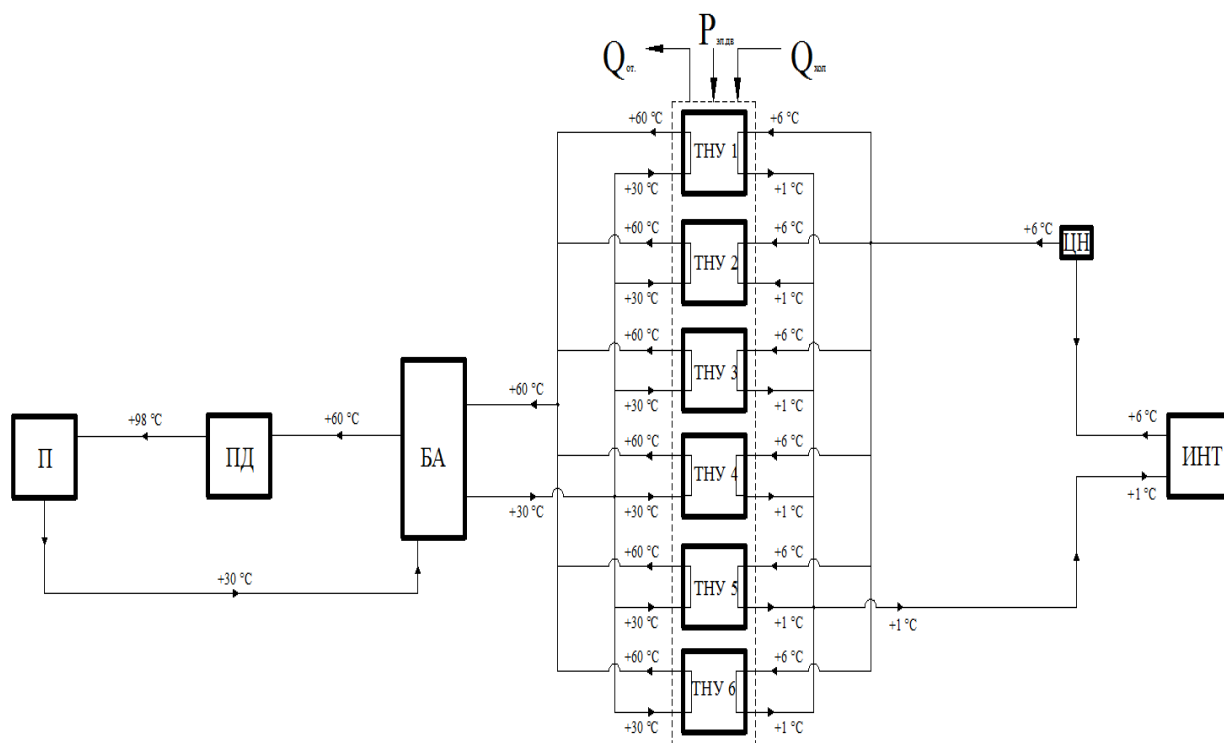


Рисунок 2.10 – Предлагаемая схема теплонасосной установки  
 ИНТ – источник низкопотенциальной температуры; ЦН – циркуляционный насос; БА – бак аккумулятора; ПД – пиковый подогреватель; П – потребитель.

### Выводы по разделу 2

Тепловые насосы за рубежом занимают огромную долю в системах теплоснабжения жилых домов. Принцип работы тепловых насосов основывается на холодильном цикле, что позволяет использовать ТН как зимой для обогрева помещения, так и летом для его охлаждения.

## 3 ВЫБОР ИСТОЧНИКА НИЗКОПОТЕНЦИАЛЬНОЙ ЭНЕРГИИ И ЭЛЕМЕНТОВ КОНСТРУКЦИИ ТНУ

### 3.1 Классификация источников низкопотенциальной энергии

В окружающей нас среде имеются неограниченные запасы энергии на макроуровне (энергия тел и процессы от размеров видимых человеком до планет и галактик) и микроуровне (энергия тел и процессы, происходящие на молекулярном, атомном уровне и ниже).

В окружающей нас среде имеется много видов энергии, потенциал которых (температура, давление, уровень электромагнитных полей и т.п.) выше, чем имеет потребитель (уровень потенциала наших бытовых и производственных устройств потребляющих энергию из вне). Эта энергия является высокопотенциальной. Эксплуатировать высокопотенциальную энергию (энергию ветра, волн, перепад высот уровня рек и т.п.) или высокопотенциальную энергию при сжигании углеводородного и атомного топлива оказалось принципиально просто. Поэтому вся энергетика человечества базируется на высокопотенциальных источниках энергии окружающей среды. Но этот путь ведет к истощению углеводородного сырья, экологическим и тепловым катастрофам. В окружающей среде имеется также низкопотенциальная энергия.

Низкопотенциальная энергия имеет потенциал энергии ниже, чем имеет потребитель, но намного выше по отношению к абсолютному нулю данного вида энергии. Поэтому низкопотенциальная среда располагает энергией, которую, в принципе, можно использовать для потребителя. Низкопотенциальная энергия находится в окружающей нас среде в различных видах энергии, в равномерном и неравномерном распределении в пространстве. Источником для нее может быть энергия, поступающая от макро или микромира.

Процессы с низким потенциалом окружающей энергии на фоне процессов с высоким потенциалом остаются до настоящего времени мало замеченными.

В тоже время, низкопотенциальная окружающая среда имеет неисчерпаемые запасы энергии на уровне:

- макропроцессов: тепловой, потенциальной (давление воздушного столба атмосферы, давление столба воды моря), электромагнитной, гравитационной и др.;
- микромира (энергия молекулярных и ядерных связей, энергия других связей микроструктуры вещества).

По происхождению низкопотенциальная энергия подразделяется на естественные источники и искусственного происхождения.

В качестве источников естественного происхождения могут служить:

- Наружный воздух;
- Открытые водоемы (озера, реки);
- Грунт (тепло земли);
- Подземные воды (термальные, грунтовые, артезианские);
- Солнце.

В качестве источников искусственного происхождения могут служить:

- Тепло технологических процессов;
- Промышленные сбросы;
- Сточные воды (канализационные стоки);
- Удаляемый вентиляционный воздух;
- Бытовые тепловыделения и т.д.

### 3.2 Выбор типа ТНУ

Одним из основных узлов в схеме работы теплонасосных установок (ТНУ) является теплообменник. Теплообмен всегда происходит в определенном направлении: от более нагретого тела к менее нагретому.

Для использования теплообменников в качестве испарителя теплонасосной установки есть ряд условий, которые зависят от области применения установки.

Конструкция теплообменника зависит от характеристики источника низкопотенциального тепла (НПТ). При отборе тепловой энергии могут использоваться следующие типы теплообменников:

- Воздушные
- Водяные
- Грунтовые

#### 3.2.1 Воздушные теплообменники

Специфика передачи тепла от воздуха к хладагенту, заключается в том, что теплопроводность воздуха в 5 – 10 раз ниже чем у циркулирующей в контуре жидкости. В связи с этим необходимо, либо компенсировать это за счёт увеличения площади, либо за счёт снижения расхода в контуре, что приводит к задержке масла в теплообменнике и масляному голоданию компрессора и выходу его из строя.

При проектировании воздушных теплообменников обычно применяют медные или алюминиевые трубки с оребрением для увеличения площади теплообмена. Такие конструкции бывают активного и пассивного вида.

Активные теплообменники оснащаются вентиляторами для увеличения расхода воздуха через ребра теплообменника. Пассивные теплообменники достигают необходимой передачи тепла только за счёт площади оребрения.

К недостаткам таких конструкций относят появление корки льда на теплообменных поверхностях и сложность его удаления из за плотного расположения ребер. Опыт эксплуатации в Челябинской области показал, что в силу климатических особенностей воздушные теплообменные аппараты требуют особые требования к конструкции и зачастую не могут применяться в нашем регионе.

### 3.2.2 Водяные теплообменники

Основными проблемами при проектировании теплообменных аппаратов для использования их в связке с ТНУ является появление корки льда на поверхности теплообменника при недостаточной циркуляции жидкости по поверхности теплообмена. Этот эффект наблюдается при использовании теплообменников как в скважинах, так и в поверхностных водоёмах.

При использовании теплообменников для отбора тепла из поверхностных водоёмов целесообразнее использовать материал с меньшим коэффициентом теплопроводности в пользу увеличения поверхности теплообменника, и площади с которой производится отбор тепловой энергии. Использование материалов с хорошей теплопроводностью не оправдано, в связи с появлением ледяной шубы на теплообменнике из-за малой скорости протекания жидкости по теплообменной поверхности.

Увеличение площади достигается за счёт распределения трубок в виде петель по донной поверхности водоёма. Теплообменники могут быть выполнены в форме змеевиков, но такая конструкция по результатам наших исследований менее эффективна из-за уменьшения площади, взаимодействующей с жидкостью, при той же длине трубы и увеличения градиента температур, что ведет к быстрому образованию льда и резкому снижению количества, передаваемой теплообменником энергии. На графике зависимости количества теплоты, выделяемой на конденсаторе ТНУ, от времени наглядно видно, в какой момент времени на теплообменнике появляется лёд.

Водяные теплообменники являются самыми эффективными, но и у них есть свои недостатки. Например, необходимость в потоке жидкости, что делает применение таких теплообменников в озёрах проблематичным рисунок 3.1 [25].

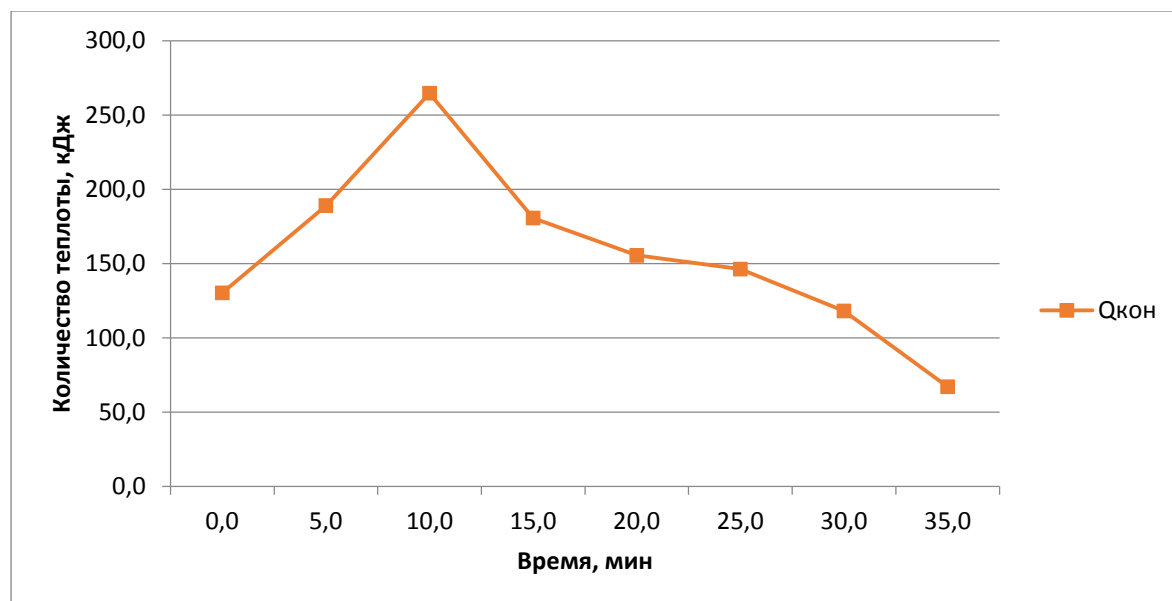


Рисунок 3.1 – График интенсивности конденсации от времени



### 3.2.3 Грунтовые теплообменники

Одно из перспективных направлений развития в отрасли децентрализованного теплоснабжения при помощи тепловых насосов – это ТНУ с грунтовыми теплообменниками. Такие теплообменники представляют собой U – образные секции из труб, проложенные под верхним слоем грунта на глубину от 3 до 5 метров. Условиями эффективного функционирования таких установок являются: наличие необходимой площади для сбора низкопотенциальной тепловой энергии и высокая влажность грунта.

После экспериментов с грунтовыми теплообменниками нами было обнаружено, что теплопередача сильно зависит от влажности грунта, и шаг между секциями труб необходимо выбирать только после замеров влажности на различных глубинах.

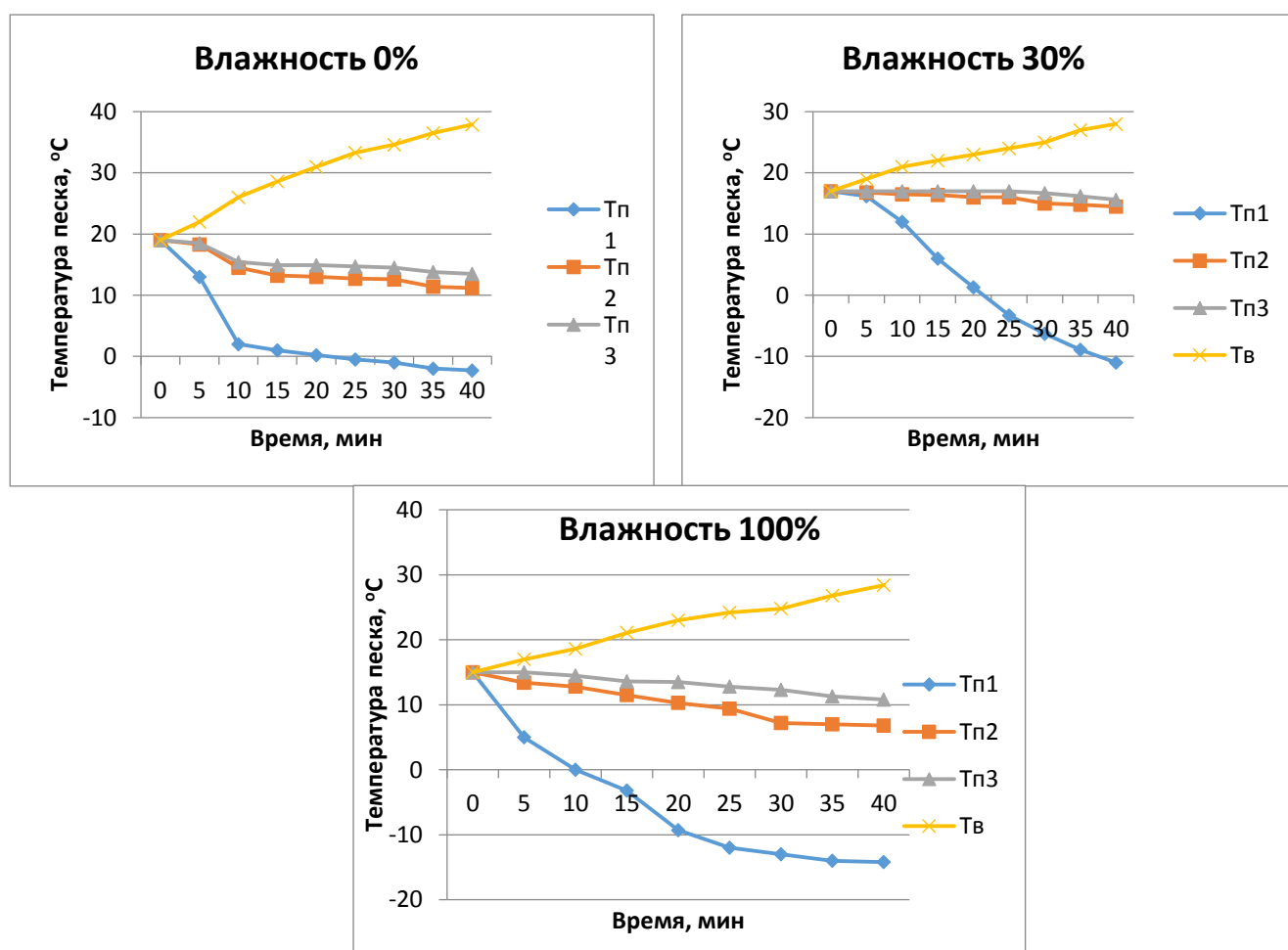


Рисунок 3.2 – Зависимость температуры песка от влажности

К недостаткам таких конструкций стоит отнести: сложность установки, сложность в расчётах и громоздкость конструкции [21].

### 3.3 Оценка низкопотенциальной тепловой энергии земли на Южном Урале

Челябинская область относится к Уральской зоне аномально низкого ( $<30 \text{ мВт/м}^2$ ) теплового потока, т.е. не обладает запасами глубинных термальных вод в отличие от соседних регионов (Башкирия, Тюменская область). Территория горного Урала, являющаяся областью формирования поверхностного и подземного стоков, характеризуется развитием исключительно холодных подземных вод. Температура их до глубины 300-400 м обычно составляет  $5-7^\circ\text{C}$  и даже на глубинах до 1000 м не поднимается выше  $9^\circ\text{C}$ . В целом по Зауралью зона холодных вод распространена до глубины 450-500 м. Зона слаботермальных вод распространяется до глубин 1100-1200 м с температурами не выше  $50^\circ\text{C}$  [21].

В качестве источника низкопотенциальной тепловой энергии в тепловых насосах могут использоваться подземные воды с относительно низкой температурой. Систему, использующую в качестве тепла в тепловых насосах подземные воды, нельзя однозначно отнести к открытым или замкнутым системам. Одна и та же скважина может быть использована как эксплуатационная, так и нагнетательная. В такой скважине происходит постоянная подпитка грунтовыми водами, и открытая система работает подобно замкнутой. Такая система устойчиво может работать в водоносных горизонтах, имеющих хороший фильтрационный поток и небольшие амплитуды колебания отметок зеркала. В этом случае гидрогеологические условия предотвращают обмерзание скважины.

Эффективность извлечения тепла скважинными теплообменниками с водонасыщенных пород выше по сравнению с сухими породами, поэтому представляет интерес изучения теплообмена между скважиной и водопроницаемой породой.

Приповерхностные технологии использования низкотемпературной геотермальной энергии малых глубин можно рассматривать как наиболее быстро растущие направления применения возобновляемой энергии в мире. Меньше, чем за 10 лет в США были разработана многовариантная технология и построены сотни тысяч действующих систем теплоснабжения. К концу 2000 года в мире действовало около 500 тысяч таких систем, со средней мощностью 10 кВт и общей мощностью не менее 2,2 ГВт [21].

Поэтому наиболее простой и возможный способ оценки вероятностной природы колебаний подземного стока могут стать массовые измерение поверхностного стока и выделение в гидрографе подземной составляющей.

Потенциальные запасы подземных вод могут быть оценены по величине минимального стока рек территории, когда они питаются исключительно подземными водами, т.е. в летнюю или зимнюю межень. Определение этой величины производится методом генетического расчленения гидрографа рек, разработанным Б.И. Куделиным [14].

На основе исследований ученых Южного Урала, можно сделать вывод, что на большей части территории Челябинской области характер изменения температуры в течение года носит следующий характер:

- с начала календарного года до середины марта наблюдается понижение температуры до минимальных значений, составляющих при мощности зоны аэрации

менее 2 метров – 2,7...4,2°C, а при глубине до уровня грунтовых вод более 2 метров – 5,3...6,5°C;

- далее температура грунтовых вод постепенно повышается до максимальных значений, приходящихся на конец сентября – начало октября.

Многолетние наблюдения за температурой воды по реперным скважинам наблюдательной сети позволяют установить, что при глубине скважины больше 5 м от дневной поверхности температуру грунтовой воды в среднем для года можно принять равной 7°C (таблица 3.1).

Таблица 3.1 Средние максимальные значения температуры грунтовых вод и годовые амплитуды в зависимости от мощности зоны аэрации [21]

Мощность зоны аэрации, м	Годовой максимум, °С	Годовая амплитуда, °С
< 2	11,0	8,0
2 – 5	9,0	4,0
> 5	7,5	1,5

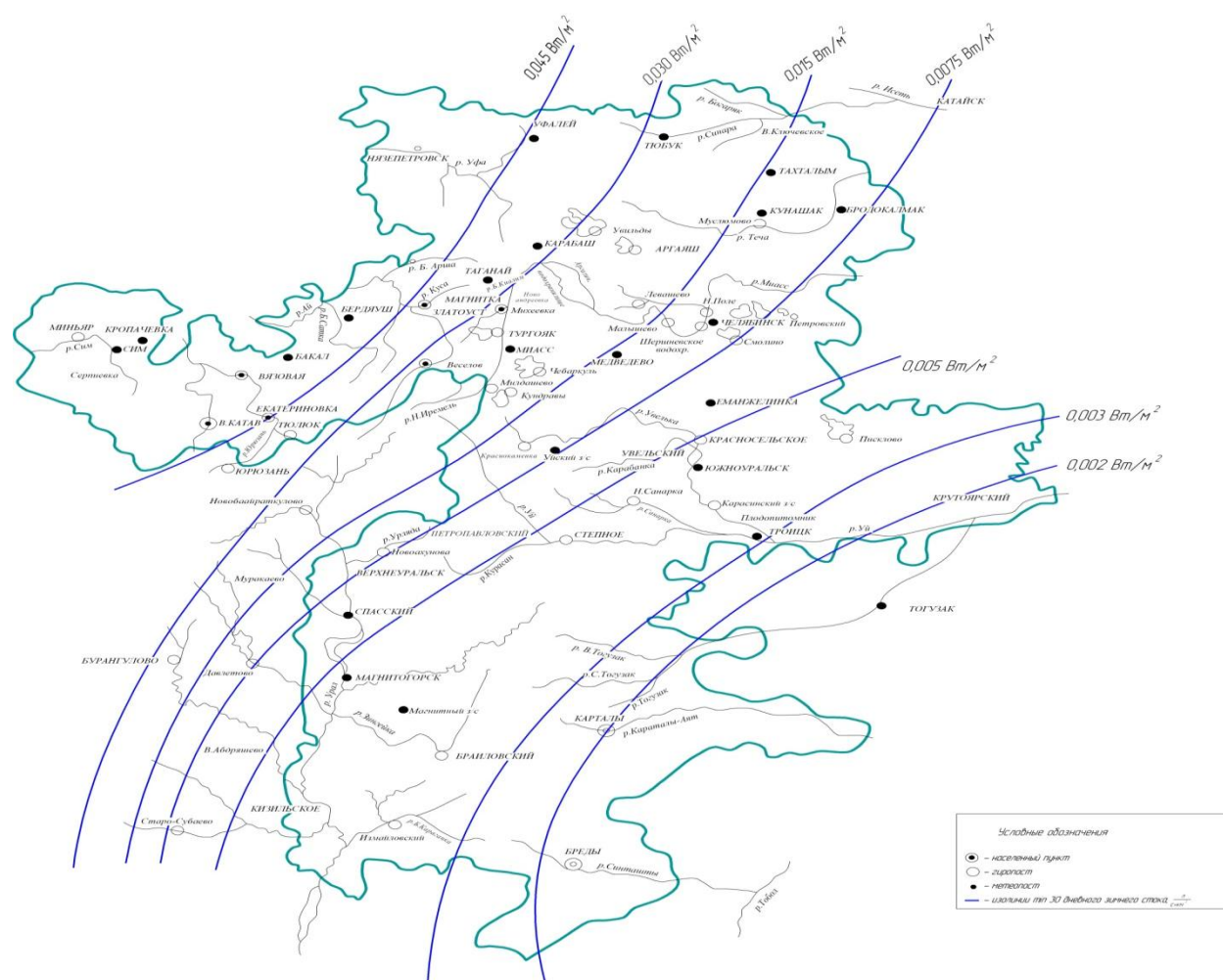


Рисунок 3.1 Карта-схема теплового потока подземного стока верхней зоны активного водообмена 50% -ной обеспеченности [14]

Как видно из рисунка 3.1 характерной особенностью подземного стока в горной части Челябинской области является его повышенная динамичность и большие скорости движения подземных вод. Величина теплового потока подземного стока для территории горно-складчатой области колеблется от 0,045 Вт/м<sup>2</sup> на западе до 0,015 Вт/м<sup>2</sup> на востоке. Примыкающий к горно-складчатой области с востока район Зауралья имеет более бедные грунтовые воды вследствие уменьшения общей увлажненности территории и тепловой поток изменяется от 0,002 Вт/м<sup>2</sup> на востоке и юго-востоке до 0,015 Вт/м<sup>2</sup> на западе.

Полученные результаты позволяют подсчитать валовый потенциал тепловой энергии подземных вод верхнего горизонта активного водообмена различной обеспеченности (таблица 3.2).

Таблица 3.2 – Геотермальные валовые ресурсы подземных вод верхнего горизонта активного водообмена Челябинской области (площадь области – 87,9 тыс. км<sup>2</sup>) [14]

Показатель	Единицы измерения	Обеспеченность, %		
		25	50	75
Валовые ресурсы	Млн.кВт	1,7	1,3	0,9
	Млрд.кВтч	15,6	12,2	8,5
	Млн.т.у.т.	1,9	1,5	1,0
Плотность ресурсов	$\frac{\text{т. у. т}}{\text{км}^2}$	22,2	17,3	12,2

При расчете общего потенциала не учитывались бессточные области из-за сложности их определения для подземной составляющей стока. Потенциальные запасы тепловой энергии подземного стока определены исходя из 8760 часов использования мощности.

### Выводы по разделу 3

Воздушные тепловые насосы не могут применяться в условиях нашего региона. Суровые климатические условия нивелируют возможность использования данных ТН. Однако потенциал грунтовых и водяных ТН в нашей области высок.

## 4 РАСЧЕТ ЭЛЕМЕНТОВ ТЕПЛОНАСОСНОЙ УСТАНОВКИ ДЛЯ ЦЕЛЕЙ ТЕПЛОСНАБЖЕНИЯ

### 4.1 Характеристика объекта теплоснабжения

Рассматриваемый объект – детский спортивный клуб, расположенный в г. Челябинске. Детский спортивный клуб предназначен для занятий детей в спортивных секциях различных видов спорта. Здание спортивного клуба представляет собой двухэтажное сооружение с размерами 12х21 м, изображенного на рисунке 4.1

#### ПЛАН-СХЕМА

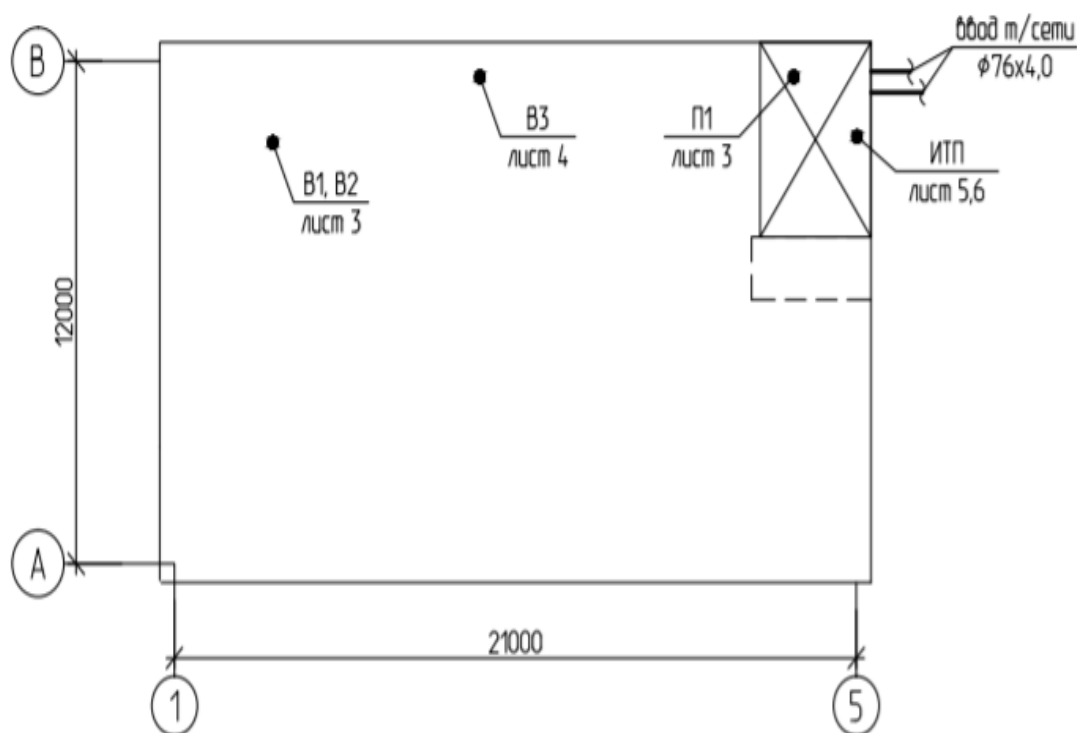


Рисунок 4.1 – План-схема детского спортивного клуба

Теплотехнические характеристики ограждающих конструкций детского спортивного комплекса представлены в таблице 4.1 [4,17].

Таблица 4.1 – Показатели сопротивления теплопередаче  $R$  и коэффициенты теплопередачи

Наименование ограждения	$R$ , м <sup>2</sup> С/Вт	$k$ , Вт/(м <sup>2</sup> С)
Наружные стены	2,20	0,46
Окна	0,50	2,00
Двери наружные	0,61	1,64
Покрытие	2,50	0,40

## 4.2 Расчет теплотерь объекта

При известных значениях коэффициентов теплопередачи через ограждающие конструкции произведем расчет тепловых потерь [2,17,23].

Рассмотрим климатическую характеристику региона в таблице 4.2

Таблица 4.2 – Климатическая характеристика региона

Температура воздуха наиболее холодной пятидневки, обеспеченностью 0,92, °С	Период со среднесуточной температурой $\leq 8$ °С	
	Продолжительность, сут	Средняя температура воздуха, °С
-34	218	6,5

В помещениях жилых и общественных зданий следует обеспечивать оптимальные или допустимые параметры микроклимата в обслуживаемой зоне [3,5].

Требуемые параметры микроклимата: оптимальные, допустимые или их сочетания следует устанавливать в зависимости от назначения помещения и периода года с учетом требований соответствующих нормативных документов

Оптимальные и допустимые параметры микроклимата в обслуживаемой зоне помещений жилых (в том числе общежитий), детских дошкольных учреждений, общественных, административных и бытовых зданий следует принимать для соответствующего периода года в пределах значений параметров, приведенных в ГОСТ 30494-2011. Здания жилые и общественные [4].

Для комфортного пребывания в детско-спортивном комплексе необходимо поддерживать температуру внутреннего воздуха не ниже 20°С.

Зная параметры здания и коэффициенты теплопередачи через ограждающие можно посчитать теплотери через эти ограждающие конструкции [3].

$$Q = k \cdot F \cdot \Delta t ,$$

где  $Q$  – тепловые потери через ограждающую конструкцию,  $F$  – площадь конструкции,  $\Delta t$  – разница температур внутри помещения и температуры наружного воздуха.

Детско-спортивный комплекс предназначен для посещения в дневное время для занятий в различных секциях, помимо искусственного освещения, должно быть предусмотрено естественное освещение. Окна с типоразмером 2,5x2,5 м в количестве 8 шт располагаются на южной стороне, 4 на западной стороне, 2 окно на восточной стороне и 4 окна на северной стороне. В данном комплексе предусмотрен основной вход и аварийный выход.

Таблица 4.3 – Расчет теплотерь объекта [18]

Тип конструкции	Площадь конструкции, м <sup>2</sup>	Коэффициент теплопередачи, Вт/(м <sup>2</sup> °С)	Разность температур, °С	Теплотери, кВт
1	2	3	4	5
Наружные стены	1010	0,46	54	25,08

Продолжение таблицы 4.3

1	2	3	4	5
Окна	112,5	2,00	54	12,15
Покрытие	744	1,64	54	44,634
Двери наружные	15	0,40	54	0,324

Как видно из таблицы 4.3 суммарные теплотери через ограждающие конструкции составляют 82,188 кВт. Для определения полных тепловых потерь необходимо произвести расчет потерь на инфильтрацию [3,4,12].

$$Q_{\text{инф}} = 0,28 \cdot G \cdot c \cdot (t_{\text{в}} - t_{\text{н}}) \cdot k,$$

где  $Q_{\text{инф}}$  – теплотери через инфильтрацию,  $G$  – расход воздуха,  $c$  – теплоемкость воздуха,  $t_{\text{в}}$  – температура воздуха в помещении,  $t_{\text{н}}$  – температура наружного воздуха,  $k$  – коэффициент теплопередачи.

Теплоемкость воздуха принимаем 1 кДж/кг °С, температура воздуха в помещении принимается 20 °С, температура наружного воздуха наиболее холодной пятидневки составляет -34 °С. В общественном учреждении с непостоянным пребыванием людей, необходимо предусмотреть минимум четырехкратный воздухообмен. Коэффициент теплопередачи  $k$  для окон составляет  $k=0,8$ , для дверей  $k=0,7$ .

$$Q_{\text{инф}} = 0,28 \cdot 112,5 \cdot 1 \cdot (20 - (-34)) \cdot 0,8 = 1,36 \text{ кВт.}$$

Суммарные теплотери составляют 83,548 кВт.

Компенсация тепловых потерь предусмотрена через воздушное отопление – вентиляцию. Вентиляция предусмотрена механическая приточно-вытяжная [25].

#### 4.3 Подбор и расчет оборудования

Для оптимальной работы теплового насоса в условиях Челябинской области устанавливаем пиковый догреватель, мощность которого будет составлять 25% от тепловой мощности, необходимой для компенсации тепловых потерь отапливаемого здания [9].

$$P_{\text{пик.дог}} = 83,548 \cdot 0,25 = 20,887 \text{ кВт.}$$

Тогда мощность теплонасосной установки будет определяться по следующей формуле:

$$Q = Q_{\text{треб.}} - P_{\text{пик.дог.}}$$

$$Q = 83,548 - 20,887 = 62,661 \text{ кВт.}$$

### 4.3.1 Выбор компрессора

К мировым производителям компрессионного оборудования можно отнести таких производителей как: BITZER, Copeland, Danfoss. Данные производители начали выпускать специальные серии компрессоров для тепловых насосов. К особенностям таких компрессоров можно отнести: высокая эффективность и надежность в режиме высокой температуры конденсации, использование новейших композиционных материалов. Так как мощность нашего компрессора должна покрывать тепловую нагрузку 62,661 кВт, выбор был остановлен на производителе BITZER. Компрессор 6FE-50 имеет следующие характеристики таблица 4.4:

Таблица 4.4 – Технические характеристики 6FE-50

Потребляемая мощность	22 кВт
Теплопроизводительность	68 кВт
Объемная производительность	151,6 м <sup>3</sup> /час
Количество масла	4,75 л
Температура кипения	-10°C
Температура конденсации	45°C
Хладагент	R404A
Температура рассола	0°C
Температура воды	45°C

Хладопроизводительность насоса можно определить по следующей формуле:

$$Q = Q_{\text{потр}} - P_{\text{потр}}.$$

$$Q = 68 - 22 = 46 \text{ кВт.}$$

Коэффициент преобразования находится из следующего выражения:

$$\mu = \frac{Q_{\text{выр.}}}{P_{\text{потр.}}}$$

$$\mu = \frac{68}{22} = 3,09.$$

### 4.3.2 Расчет испарителя

В качестве теплообменника-испарителя был выбран разборный пластинчатый теплообменник. Теплоносителем первичного контура (нагревающей стороной) был выбран 25% этиленгликоль. Теплоносителем нагреваемой стороны был выбран фреон R410a. Данные вещества имеют следующие характеристики, представленные в таблице 4.5 [36,37].



Таблица 4.5 – Теплофизические характеристики теплоносителей

Параметр	Этиленгликоль 25	Фреон 410А
Плотность, кг/м <sup>3</sup>	1030	1061
Удельная теплоемкость, кДж/кг К	3,90	1,692
Теплопроводность, Вт/м К	0,512	0,087
Динамическая вязкость, МПа	1,65 10 <sup>-4</sup>	1,22 10 <sup>-4</sup>

Основной формулой теплопередачи является:

$$Q = k \cdot F \cdot \Delta t .$$

Нам известна тепловая мощность, необходимая для покрытия тепловых потерь в отопительный период, которая составляет 62,661 кВт.

Определим температурный напор теплоносителей, °С:

$$\Delta t_{cp} = \frac{\Delta t_{\delta} - \Delta t_{m}}{\ln \frac{\Delta t_{\delta}}{\Delta t_{m}}},$$

где  $\Delta t_{\delta}$ ,  $\Delta t_{m}$ ,  $\Delta t_{cp}$ , °С – температурный перепад теплоносителей соответственно средний, больший и меньший на концах теплообменника.

Значение  $\Delta t_{\delta}$ , °С, всегда равно разности температур теплоносителей на входе в теплообменный аппарат, считается, что наиболее эффективной является противоточная схема подачи теплоносителей в теплообменнике, тогда

$$\Delta t_{\delta} = t_1' - t_2''.$$

$$\Delta t_{\delta} = 10 - 7 = 3 \text{ } ^\circ\text{C},$$

$\Delta t_{m}$ , °С – разность температур теплоносителей на выходе из него,

$$\Delta t_{m} = t_1'' - t_2'.$$

$$\Delta t_{m} = 6 - 4 = 2 \text{ } ^\circ\text{C}.$$

Тогда

$$\Delta t_{cp} = \frac{3 - 2}{\ln \frac{3}{2}} = 2,466 \text{ } ^\circ\text{C}.$$

Определив температурный напор, найдем расход теплоносителей первичного и вторичного контуров  $G_{\text{эт}}$ ,  $G_{\text{фр}}$ :

$$G_{\text{эт}} = \frac{3600 \cdot Q}{\rho \cdot c \cdot \Delta t}.$$

$$G_{\text{эт}} = \frac{3600 \cdot 62661}{1030 \cdot 3900 \cdot 2,466} = 22,77 \text{ т/ч.}$$

$$G_{\text{фр}} = \frac{3600 \cdot 62661}{1061 \cdot 1692 \cdot 2,466} = 50,95 \text{ т/ч.}$$

Зададимся скоростью течения теплоносителей,  $w_{\text{эт}}=0,67$  кг/с,  $w_{\text{фр}}=0,78$  кг/с.

Рассчитаем критерий Рейнольдса, который характеризует режим течения: ламинарный, переходный или турбулентный.

$$Re = \frac{w \cdot c \cdot d}{\mu}.$$

$$Re_{\text{эт}} = \frac{0,67 \cdot 1030 \cdot 0,065}{1,65 \cdot 10^{-4}} = 27185.$$

$$Re_{\text{фр}} = \frac{0,78 \cdot 1061 \cdot 0,065}{1,22 \cdot 10^{-4}} = 44092.$$

По критерию Рейнольдса  $Re$  видно, что оба теплоносителя имеют турбулентный режим течения. Определим критерий Прандтля, который является мерой подобия температурных и скоростных полей в потоке теплоносителя:

$$Pr = \frac{c \cdot \mu}{\lambda}.$$

$$Pr_{\text{эт}} = \frac{3900 \cdot 1,65 \cdot 10^{-4}}{0,512} = 12,56.$$

$$Pr_{\text{фр}} = \frac{1692 \cdot 1,22 \cdot 10^{-4}}{0,087} = 23,726.$$

Определим коэффициент теплоотдачи, Коэффициентом теплоотдачи называется физическая величина, которая характеризует интенсивность теплоотдачи при известном изменении температуры, для каждого теплоносителя по следующей формуле:

$$\alpha = A \cdot \left( \frac{Pr}{Pr_{\text{ст}}} \right)^{0,25},$$

где коэффициент  $A$  определяется:

$$A = 0,021 \cdot Re^{0,8} \cdot Pr^{0,43} \cdot \frac{\lambda}{d}.$$

$$A_{\text{эт}} = 0,021 \cdot 27185^{0,8} \cdot 12,56^{0,43} \cdot \frac{0,512}{0,065} = 1731,6.$$

$$A_{\text{фр}} = 0,021 \cdot 44092^{0,8} \cdot 23,726^{0,43} \cdot \frac{0,087}{0,065} = 569,256.$$

Теперь определим коэффициент теплоотдачи:

$$\alpha_{\text{эт}} = 1731,6 \cdot (12,56)^{0,25} = 3258,87 \text{ Вт}/(\text{м}^2\text{°C}).$$

$$\alpha_{\text{фр}} = 569,256 \cdot (23,726)^{0,25} = 1252,36 \text{ Вт}/(\text{м}^2\text{°C}).$$

Найдем коэффициент теплопередачи, который показывает, какое количество теплоты переходит в единицу времени от более нагретого к менее нагретому теплоносителю через  $1 \text{ м}^2$  теплообменной поверхности при разности температур между теплоносителями  $1 \text{ К}$ .

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_{\text{эт}}} + r_{\text{загр.}} + \frac{1}{\alpha_{\text{фр}}}},$$

где  $r_{\text{загр.}}$  - коэффициент загрязненности стенок, который для данного пластинчатого теплообменника составляет  $6,16 \cdot 10^{-4}$

$$k = \frac{1}{\frac{1}{3258,7} + 6,16 \cdot 10^{-4} + \frac{1}{1252,36}} = 581,395 \text{ Вт}/(\text{м}^2\text{°C}).$$

Определим необходимую площадь теплообмена:

$$F_{\text{исп}} = \frac{Q}{k \cdot \Delta t},$$

$$F_{\text{исп}} = \frac{62661}{581,395 \cdot 2,466} = 43,705 \text{ м}^2.$$

По заданной площади теплообмена подбираем пластинчатый ТО фирмы Ридан НН № 31, изображенный на рисунке 4.1 с диаметром трубок 65 мм [40].

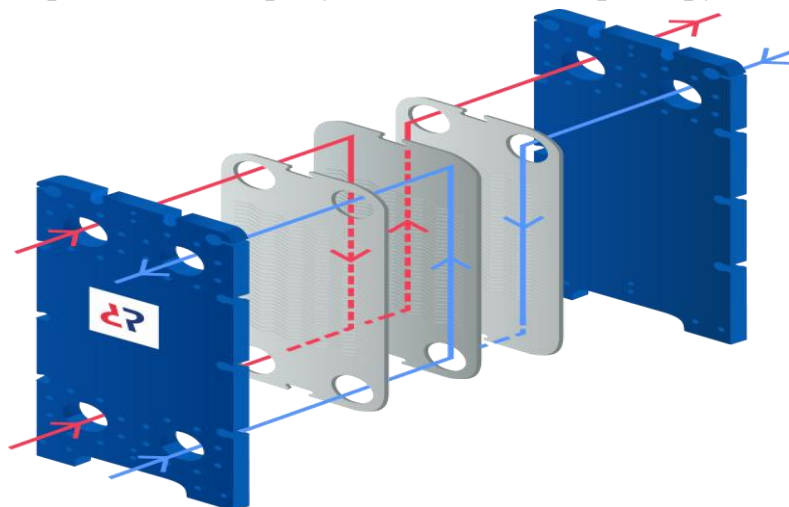


Рисунок 4.1 – Схема движения теплоносителей

### 4.3.3 Расчет конденсатора

В качестве теплообменника-испарителя был выбран разборный пластинчатый теплообменник. Теплоносителем первичного контура (нагревающей стороной) является фреон R410a. Теплоносителем нагреваемой стороны была выбрана вода для системы отопления. Данные вещества имеют следующие характеристики, представленные в таблице 4.6 [35,36].

Таблица 4.6 – Теплофизические характеристики теплоносителей

Параметр	Вода	Фреон 410А
Плотность, кг/м <sup>3</sup>	992,2	4000
Удельная теплоемкость, кДж/кг К	4,174	3,15
Теплопроводность, Вт/м К	0,635	0,0715
Динамическая вязкость, МПа	$6,53 \cdot 10^{-4}$	$0,69 \cdot 10^{-4}$

Определим температурный напор теплоносителей, °С:

$$\Delta t_{\text{cp}} = \frac{\Delta t_{\text{б}} - \Delta t_{\text{м}}}{\ln \frac{\Delta t_{\text{б}}}{\Delta t_{\text{м}}}},$$

где  $\Delta t_{\text{б}}$ ,  $\Delta t_{\text{м}}$ ,  $\Delta t_{\text{cp}}$ , °С - температурный перепад теплоносителей соответственно средний, больший и меньший на концах теплообменника.

Значение  $\Delta t_{\text{б}}$ , °С, всегда равно разности температур теплоносителей на входе в теплообменный аппарат, считается, что наиболее эффективной является противоточная схема подачи теплоносителей в теплообменнике, тогда

$$\Delta t_{\text{б}} = t_1' - t_2'',$$

$$\Delta t_{\text{б}} = 60 - 45 = 15 \text{ °С},$$

$\Delta t_{\text{м}}$ , °С – разность температур теплоносителей на выходе из него,

$$\Delta t_{\text{м}} = t_1'' - t_2',$$

$$\Delta t_{\text{м}} = 45 - 35 = 10 \text{ °С}.$$

Тогда

$$\Delta t_{\text{cp}} = \frac{15 - 10}{\ln \frac{15}{10}} = 12,333 \text{ °С}.$$

Определив температурный напор, найдем расход теплоносителей первичного и вторичного контуров  $G_{\text{фр}}$ ,  $G_{\text{в}}$ :

$$G_{\text{ст}} = \frac{3600 \cdot Q}{\rho \cdot c \cdot \Delta t},$$

$$G_{\text{в}} = \frac{3600 \cdot 62661}{992 \cdot 4174 \cdot 12,333} = 4,417 \text{ т/ч.}$$

$$G_{\text{фр}} = \frac{3600 \cdot 62661}{4000 \cdot 3150 \cdot 12,333} = 1,45 \text{ т/ч.}$$

Зададимся скоростью течения теплоносителей,  $w_{\text{фр}}=1,5$  кг/с,  $w_{\text{в}}=1,7$  кг/с.

Рассчитаем критерий Рейнольдса, который характеризует режим течения: ламинарный, переходный или турбулентный.

$$Re = \frac{w \cdot c \cdot d}{\mu}.$$

$$Re_{\text{фр}} = \frac{0,4 \cdot 3150 \cdot 0,035}{0,69 \cdot 10^{-4}} = 63913.$$

$$Re_{\text{в}} = \frac{0,55 \cdot 4174 \cdot 0,035}{6,53 \cdot 10^{-4}} = 12304.$$

По критерию Рейнольдса  $Re$  видно, что оба теплоносителя имеют турбулентный режим течения. Определим критерий Прандтля, который является мерой подобия температурных и скоростных полей в потоке теплоносителя:

$$Pr = \frac{c \cdot \mu}{\lambda}.$$

$$Pr_{\text{фр}} = \frac{3150 \cdot 0,69 \cdot 10^{-4}}{0,0715} = 30,39.$$

$$Pr_{\text{в}} = \frac{4174 \cdot 6,53 \cdot 10^{-4}}{0,635} = 4,174.$$

Определим коэффициент теплоотдачи, Коэффициентом теплоотдачи называется физическая величина, которая характеризует интенсивность теплоотдачи при известном изменении температуры, для каждого теплоносителя по следующей формуле:

$$\alpha = A \cdot \left( \frac{Pr}{Pr_{\text{ст}}} \right)^{0,25},$$

где коэффициент  $A$  определяется:

$$A = 0,021 \cdot \text{Re}^{0,8} \cdot \text{Pr}^{0,43} \cdot \frac{\lambda}{d}$$

$$A_{\text{фр}} = 0,021 \cdot 63913^{0,8} \cdot 30,39^{0,43} \cdot \frac{0,0715}{0,035} = 1301,44.$$

$$A_{\text{в}} = 0,021 \cdot 12304^{0,8} \cdot 4,174^{0,43} \cdot \frac{0,635}{0,035} = 1316,64.$$

Теперь определим коэффициент теплоотдачи:

$$\alpha_{\text{фр}} = 1301,44 \cdot (30,39)^{0,25} = 3055,67 \text{ Вт}/(\text{м}^2\text{°C}).$$

$$\alpha_{\text{в}} = 1316,64 \cdot (4,174)^{0,25} = 1881,93 \text{ Вт}/(\text{м}^2\text{°C}).$$

Найдем коэффициент теплопередачи, который показывает, какое количество теплоты переходит в единицу времени от более нагретого к менее нагретому теплоносителю через 1 м<sup>2</sup> теплообменной поверхности при разности температур между теплоносителями 1 К.

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_{\text{фр}}} + r_{\text{загр.}} + \frac{1}{\alpha_{\text{в}}}},$$

где  $r_{\text{загр.}}$  - коэффициент загрязненности стенок, который для данного пластинчатого теплообменника составляет  $6,16 \cdot 10^{-4}$

$$k = \frac{1}{\frac{1}{3055,67} + 6,16 \cdot 10^{-4} + \frac{1}{1881,93}} = 678,42 \text{ Вт}/(\text{м}^2\text{°C}).$$

Определим необходимую площадь теплообмена:

$$F_{\text{конд}} = \frac{Q}{k \cdot \Delta t},$$

$$F_{\text{конд}} = \frac{62661}{678,42 \cdot 12,333} = 7,48 \text{ м}^2.$$

По полученной площади теплообмена подберем пластинчатый теплообменный аппарат фирмы Ридан НН №8 с диаметром трубок 35 мм [34].

#### 4.3.4 Расчет горизонтального зонда

Суммарная длина труб горизонтального теплообменника  $L$ , м и общая площадь участка под него  $A$ , м<sup>2</sup> рассчитываются по формулам:

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

$$L = \frac{62661}{30} = 2081,7 \text{ м.}$$

$q=30$  Вт/м для грунта, приняв длину контура 150 м, определяем, что количество контуров:

$$n = \frac{2081,7}{150} = 13,878,$$

округляем до целого числа  $n=14$ , а фактическая длина:

$$L = n \cdot 150 = 2100 \text{ м.}$$

Тогда площадь горизонтального зонда определяется:

$$A = L_{\text{факт}} \cdot d_a,$$

где  $d_a$ , м – расстояние между трубами (шаг укладки), 0,8 м.

$$A = 2100 \cdot 0,8 = 1680 \text{ м}^2.$$

Однако у горизонтального грунтового теплообменника есть один существенный недостаток рисунок 4.2. Он заключается в промерзания верхнего слоя грунта в зимний период времени. Так, например, зима 2017-2018 гг. была очень холодной и грунт промерзал на глубину до 10 см. Утепление горизонтального зонда приведет к дополнительным капитальным затратам.

#### 4.3.5 Расчет вертикального U-образного зонда

Суммарная длина труб вертикального зонда  $L$ , м рассчитывается по формуле [13]:

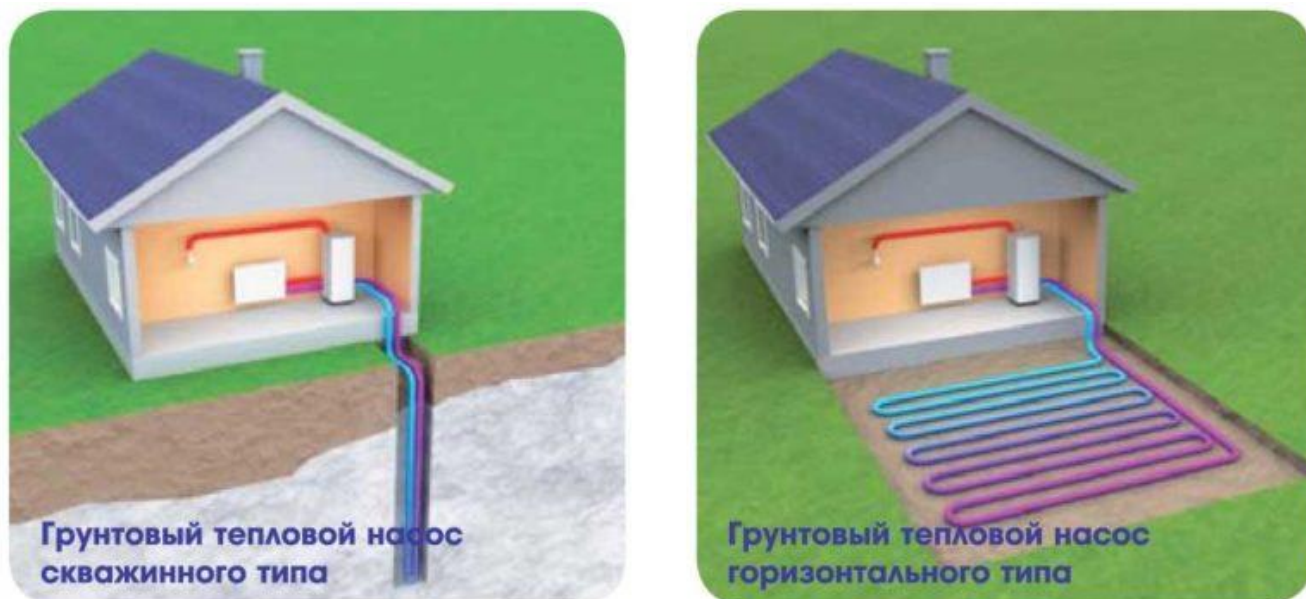
$$L = \frac{Q}{q}.$$

$$L = \frac{62661}{70} = 895,157 \text{ м.}$$

Количество скважин  $n$ , шт, определяется по формуле:

$$n = \frac{L}{l},$$

где  $l$  – длина одной скважины, 70 м. Количество скважин должно быть целым числом.



$$n = \frac{895,157}{70} = 12,78 \text{ шт.},$$

округляем до 55 шт.

Рисунок 4.2 – Расположение вертикального и горизонтального теплового насоса

#### Выводы по разделу 4

Были посчитаны теплотери объекта. По найденным тепловым потерям было рассчитано и подобрано оборудование, а именно компрессор, теплообменник-испаритель, теплообменник-конденсатор. Также была рассчитана длина горизонтального и вертикального тепловых насосов.



## 5 СПОСОБЫ ИНТЕНСИФИКАЦИИ ТЕПЛООБМЕНА

Задачи интенсификации процесса теплообмена и создания высокоэффективных теплообменных аппаратов стала весьма актуальной в современной энергетике. В ряде случаев теплообменные аппараты некоторых установок имеют настолько большие размеры, что превышают размеры основного оборудования. В других случаях малая интенсивность теплообмена ограничивает возможности решения поставленных задач. Проблема интенсификации теплообмена особенно актуальна в тех случаях, когда у одного или у обоих теплоносителей коэффициенты теплоотдачи малы. Трудность достижения эффективного теплообменного аппаратов для энергетических установок заключается не только в достижении высоких теплоаэродинамических показателей. Помимо сохранения этих показателей теплообменные аппараты должны быть надежными в эксплуатации, просты по конструкции, технологичны в изготовлении и иметь небольшую стоимость. Возможность изготовления теплообменной аппаратуры из дешевых материалов с применением современных высокопроизводительных процессов является весьма важной. Задачи интенсификации теплообмена обычно сводятся: - к уменьшению габаритов и массы теплообменных устройств, - к снижению температурного напора, т. е. к снижению температуры стенок при заданной температуре теплоносителя или к увеличению температуры теплоносителя при заданной температуре стенок. Имеется в виду уменьшение габаритов теплообменного устройства или снижение температурного напора по сравнению с их значениями, которые достигаются в данных условиях обычными путями (изменением скорости потока и размерами каналов). Основными способами интенсификации конвективного теплообмена в теплообменных аппаратах являются: 1. Изменение термического сопротивления. 2. Изменение скорости потока. 3. Использование развитых поверхностей теплообмена путем оребрения и ошиповки. Оребрение поверхности применяется со стороны теплоносителя, обладающего меньшим коэффициентом теплоотдачи. Оребрение поверхности теплообмена целесообразно не только по высоким значениям коэффициента теплопередачи, но и по весовым показателям, так как поверхность оребрения, в 5-10 раз превосходящая несущую поверхность трубок, не подвержена давлению, а поэтому оребрение изготавливается из более тонкого материала, чем трубки, тем самым обеспечивается значительный весовой эффект. 4. Воздействием на поток с целью его искусственной турбулизации. При значениях критерия Рейнольдса, соответствующих ламинарному и переходному режимам за счет искусственной турбулизации достигаются значения коэффициента теплоотдачи, характерные для развитого турбулентного потока. Однако эффективность искусственной турбулизации потока с увеличением значения критерия Рейнольдса снижается, при этом темп роста сопротивления превалирует над темпом роста теплоотдачи.

## 5.1 Турбулизация потока

Течение жидкости в трубах определяется значением числа Рейнольдса  $Re$  и в зависимости от его величины может быть ламинарным, переходным или турбулентным.

Ламинарный режим течения жидкости характеризуется величиной числа  $Re$  до 2300.

При значении числа  $Re$  от 2300 до 10000 режим течения в трубах является переходным.

Турбулентный режим течения в трубах наблюдается при числах  $Re$  более 10000.

Турбулизатор представляет собой завихритель, обычно изготавливается из материалов стойких, к окружающей его среде. Турбулизатор имеет такую форму, которая позволяет замедлять скорость движения среды (жидкостей), проходящих сквозь трубы теплообменника. Турбулизатор (завихритель) применяется для увеличения времени теплопередачи через стенку. Особая конструкция турбулизатора устроена таким образом, чтобы прижимать ламинарные потоки к стенкам трубопровода.

Коэффициент теплоотдачи  $\alpha$  от стенки трубопровода к жидкости можно определить по следующей формуле:

$$\alpha_1 = \frac{Nu_1 \cdot \lambda_1}{d_3}.$$

Критерий Нуссельта для ламинарного течения жидкости можно определить:

$$Nu_1 = 0,15 \cdot Re_1^{0,33} \cdot Pr_1^{0,43} \cdot Gr_1^{0,1} \cdot \left( \frac{Pr_1}{Pr_{CT}} \right)^{0,25},$$

где  $Re$  – критерий Рейнольдса, который характеризует режим течения: ламинарный, переходный или турбулентный;  $Pr$  – критерий Прандтля характеризует физические свойства жидкости, является мерой подобия температурных и скоростных полей в потоке теплоносителя.  $Gr$  – Критерий Грасгофа характеризует кинематическое подобие при свободном движении теплоносителя и устанавливает соотношение подъемной силы, возникающей вследствие разности плотностей жидкости и силы молекулярного трения.

Для турбулентного режима течения жидкости критерий Нуссельта будет определяться по следующей формуле:

$$Nu_2 = 0,021 \cdot Re_1^{0,8} \cdot Pr_1^{0,43} \cdot \left( \frac{Pr_1}{Pr_{CT}} \right)^{0,25}.$$

Примем, что в трубопроводе грунтового теплообменника при отсутствии турбулизаторов критерий Рейнольдса составлял  $Re = 27185$  для этиленгликоля в первичном контуре испарителя,  $Re = 44092$  для фреона во вторичном контуре испарителя, а при использовании турбулизаторов-завихрителей улучшенной конструкцией  $Re$  возрастает минимум в 2 раза. Произведем перерасчет коэффициента теплопередачи с учетом увеличенного критерия Рейнольдса:

$$\alpha = A \cdot \left( \frac{Pr}{Pr_{ст}} \right)^{0,25},$$

где коэффициент  $A$  определяется:

$$A = 0,021 \cdot Re^{0,8} \cdot Pr^{0,43} \cdot \frac{\lambda}{d}.$$

$$A_{э\tau} = 0,021 \cdot 54370^{0,8} \cdot 12,56^{0,43} \cdot \frac{0,512}{0,065} = 3015.$$

$$A_{фр} = 0,021 \cdot 88184^{0,8} \cdot 23,726^{0,43} \cdot \frac{0,087}{0,065} = 991,184.$$

Теперь определим коэффициент теплоотдачи:

$$\alpha_{э\tau} = 3015 \cdot (12,56)^{0,25} = 5675,89 \text{ Вт}/(\text{м}^2\text{°C}).$$

$$\alpha_{фр} = 991,184 \cdot (23,726)^{0,25} = 2187,56 \text{ Вт}/(\text{м}^2\text{°C}).$$

Найдем коэффициент теплопередачи:

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_{э\tau}} - r_{загр.} - \frac{1}{\alpha_{фр}}},$$

где  $r_{загр.}$  – коэффициент загрязненности стенок, который для данного пластинчатого теплообменника составляет  $6,16 \cdot 10^{-4}$

$$k = \frac{1}{\frac{1}{5675,89} + 6,16 \cdot 10^{-4} + \frac{1}{2187,56}} = 800,64 \text{ Вт}/(\text{м}^2\text{°C}).$$

Изменение коэффициента теплопередачи, а именно его увеличение, позволит уменьшить площадь занимаемую теплообменником-испарителем для получения одной и той же тепловой мощности:

$$F_{исп} = \frac{Q}{k \cdot \Delta t},$$

$$F_{\text{исп}} = \frac{62661}{800,64 \cdot 2,466} = 31,73 \text{ м}^2.$$

При использовании турбулизаторов-завихрителей в теплообменнике-испарителе удалось снизить площадь теплообменного аппарата до  $31,73 \text{ м}^2$ .

Произведем аналогичный расчет для теплообменника-конденсатора.

$$A_{\text{фр}} = 0,021 \cdot 63913^{0,8} \cdot 30,39^{0,43} \cdot \frac{0,0715}{0,035} = 2266,32.$$

$$A_{\text{в}} = 0,021 \cdot 12304^{0,8} \cdot 4,174^{0,43} \cdot \frac{0,635}{0,035} = 2293,93.$$

Теперь определим коэффициент теплоотдачи:

$$\alpha_{\text{фр}} = 2266,32 \cdot (30,39)^{0,25} = 5321,15 \text{ Вт}/(\text{м}^2\text{°C}).$$

$$\alpha_{\text{в}} = 2293,93 \cdot (4,174)^{0,25} = 3278,82 \text{ Вт}/(\text{м}^2\text{°C}).$$

Найдем коэффициент теплопередачи:

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_{\text{фр}}} + r_{\text{загр.}} + \frac{1}{\alpha_{\text{в}}}}$$

где  $r_{\text{загр.}}$  – коэффициент загрязненности стенок, который для данного пластинчатого теплообменника составляет  $6,16 \cdot 10^{-4}$

$$k = \frac{1}{\frac{1}{5321,15} + 6,16 \cdot 10^{-4} + \frac{1}{3278,82}} = 902,608 \text{ Вт}/(\text{м}^2\text{°C}).$$

Определим необходимую площадь теплообмена:

$$F_{\text{кюнд}} = \frac{62661}{902,608 \cdot 12,333} = 5,62 \text{ м}^2.$$

При использовании турбулизаторов-завихрителей в теплообменнике-испарителе удалось снизить площадь теплообменного аппарата до  $5,62 \text{ м}^2$ .

## 5.2 Изменение конструкции теплообменного аппарата

При решении практических задач по теплопередаче может возникнуть необходимость как в интенсификации передачи тепла, так и в ее снижении. При решении вопроса по увеличению передачи теплоты через разделяющую теплоносители стенку, прежде всего, необходимо проанализировать уравнение теплопередачи, записанное для теплового потока в виде:

$$Q = k \cdot F \cdot \Delta t.$$

Из выражения следует, что одним из факторов воздействия на тепловой поток является площадь теплопередачи  $F$ , однако этот путь не всегда рационален.

Большого эффекта можно достичь путем воздействия на коэффициент теплопередачи. С увеличением коэффициента теплопередачи уменьшается полное термическое сопротивление что приводит к увеличению теплового потока.

Рёбристые поверхности применяют при необходимости выровнять термические сопротивления. Например, с одной стороны теплоноситель имеет высокий коэффициент теплоотдачи, с другой стороны — теплоноситель с теплоотдачей значительно более низкой. Соответственно, со стороны теплоносителя с низкой теплоотдачей существует большое термическое сопротивление, которое необходимо снизить. Один из методов снижения термического сопротивления — увеличение площади поверхности теплообмена со стороны теплоносителя с малой теплоотдачей. Применение развитой рёбристой поверхности теплообмена интенсифицирует процесс теплоотдачи с этой стороны, что приводит к росту коэффициента теплопередачи и к общей интенсификации процесса теплообмена.

При применении оребрения коэффициент теплопередачи принимает следующий вид:

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_2} \cdot \frac{F_2}{F_1}},$$

где  $\frac{F_2}{F_1}$  - отношение площади оребренной поверхности к отношению площади гладкой поверхности. Также это отношение называется коэффициентом оребрения. Коэффициент оребрения показывает во сколько раз площадь оребренной поверхности больше площади гладкой поверхности.

Для того, чтобы рассчитать площадь оребренной поверхности необходимо знать геометрические параметры ребра, а также межреберное расстояние.

Т.к. диаметр трубок составляет 65 мм, значит высота ребра не может составлять более 25 мм, соответственно примем высоту ребра 5 мм, а межреберное пространство примем 10 мм.

Посчитаем площадь поверхности нагрева для гладкой трубы протяженностью один метр:

$$F_{г.с} = \pi dL,$$

Площадь оребренной поверхности посчитаем, вычитая площадь оребрения из всей площади гладкой стенки:

$$F_{р.с} = \pi dL + \pi d_p L_p,$$

$$F_{р.с} = 0,0418 \text{ м}^2.$$

Коэффициент оребрения будет составлять:

$$\frac{F_2}{F_1} = \frac{0,0418}{0,0314} = 1,33.$$

Тогда определим коэффициент теплопередачи с учетом оребрения:

$$k = \frac{1}{\frac{1}{3258,7} + 6,16 \cdot 10^{-4} + \frac{1}{1252,36} \cdot 0,75} = 657,03 \text{ Вт/(м}^2\text{°С)}.$$

Как можно увидеть, используя оребрение, получается увеличить коэффициент теплопередачи с 581,395 до 657,03 (на 13%).

Соответственно для получения той же тепловой мощности, можно будет иметь теплообменную поверхность меньшего размера.

$$F_{\text{исп}} = \frac{62661}{657,03 \cdot 2,466} = 38,67 \text{ м}^2.$$

Сведем все полученные расчеты в единую таблицу

Таблица 5.1 – сравнительные характеристики различных конструкций теплообменных аппаратов

Тип теплообменной поверхности	Коэффициент теплопередачи, Вт/(м <sup>2</sup> °С)	Площадь поверхности нагрева (при одинаковом Q), кВт
Вертикальный грунтовый теплообменный аппарат	581,395	43,705
Горизонтальный грунтовый теплообменный аппарата	581,395	43,705
Вертикальный грунтовый теплообменный аппарат с турбулизаторами-завихрителями	800,64	31,73
Вертикальный грунтовый теплообменный аппарат с оребрением стенок	657,03	38,67

### Выводы по разделу 5

Были рассмотрены способы интенсификации тепла, турбулизация потоков и оребрение поверхностей. Эти способы интенсификации позволяют уменьшить площадь теплообменных аппаратов.

## 6 ЭКОНОМИЧЕСКИЕ ПОКАЗАТЕЛИ

При подключении к централизованной система теплоснабжения в г. Челябинске существует тариф на подключение, он равен 2 500 000 рублей за 1 Гкал/ч, в нашем случае для подключения детско-спортивного комплекса стоимость подключения бы составила 180 тысяч рублей. К капитальным затратам при подключении к централизованной системе теплоснабжения также относятся: строительство тепловых сетей до объекта, строительство и монтаж ИТП внутри здания. Учитывая, что детско-спортивный комплекс находится на расстоянии около 200 м, строительство сетей составило бы немалую часть капитальных затрат. Стоимость строительства погонного метра тепловых сетей диаметром 76 мм составляет около 3 000 рублей. Соответственно суммарные траты на строительство тепловых сетей составили бы порядка 600 000 рублей. Монтаж и проектирование ИТП составляет сумму порядка 2 млн рублей.

Исходя из вышеперечисленного капитальные затраты при подключении к централизованному теплоснабжению составляют 2 780 000 рублей.

Оценим траты при монтаже грунтовой ТНУ. Стоимость теплообменных аппаратов возьмем из каталога фирмы Ридан. Теплообменник-испаритель Ридан НН № 31 стоит 657 000 рублей. Теплообменник-конденсатор Ридан НН № 8 стоит 280 000 рублей. Стоимость компрессора Bitzer составляет 385 113 рублей []. Длина трубок для горизонтального зонда составляет 2100 м. Стоимость медных трубок необходимым диаметром и длиной 3 м составляет 1 500 рублей []. Стоимость медных трубок для горизонтального зонда составляет 1 050 000 рублей. Длина медных трубок для вертикальной ТНУ составляет 895 м. Стоимость соответственно составляет 447 499 рублей. При этом необходимо пробурить 13 скважин. Стоимость бурения погонного метра в г. Челябинске составляет 1 200 рублей. Полная стоимость бурения составит 1 074 000 рублей [7].

Расчет экономической эффективности:

Потребление тепловой энергии за отопительный период составляет:

$$Q = Q_{\max} \cdot 1,163 \cdot \frac{20 - (-6,5)}{20 - (-34)} \cdot 24 \cdot 218 = 136 \text{ Гкал.}$$

Усредненный тариф за 1 Гкал в г. Челябинске составляет 1240 рублей [45]

$$Ц = Q \cdot 1240,$$

$$Ц_1 = 136 \cdot 1240 = 168640 \text{ рублей.}$$

При использовании теплового насоса, затраты идут только на электроэнергию, а именно на привод компрессора. Количество электроэнергии затраченной в отопительный период составит:

$$P = Q \cdot \mu,$$

$$P = 1581,68 \cdot 3,09 = 4887,39 \text{ кВт ч.}$$

Показатели	Газовое оборудование	Электрическое оборудование	ТНУ	Централизованное теплоснабжение
<b>Эксплуатационные затраты</b>				
Количество рабочих часов за отопительный сезон, часы	5760	5760	5760	5760
Потребление газа электроэнергии тепловой энергии	8,13 м <sup>3</sup> /ч 210 Вт·час	70 кВт·ч	4,5 кВт·ч	136 Гкал
Стоимость единицы топлива, руб. газа электроэнергии тепловой энергии	4; 3,5	3,5	3,5	1240
Годовые затраты на отопление, руб.	191548	245000	171058	168640
Стоимость сервисного обслуживания, руб.	3000	2000	5000	
Итого эксплуатационных затрат, руб.	194548	247000	176058	168640
Экономия эксплуатационных затрат по сравнению с газовым оборудованием, руб.	-	-52452	18490	25908
Экономия эксплуатационных затрат по сравнению с электрическим оборудованием, руб.	52452	-	70942	78360
Капитальные затраты, руб.	393 900	267 588	1 067 045	2 275 000
Срок службы отопительного оборудования (ТНУ, котел), лет	7	5	25	
Срок окупаемости (по сравнению с электрооборудованием), лет	-	-	10,2	

### Выводы по разделу 6

Использование ТН в системе отопления позволяет экономить около 144 тысяч рублей за отопительный период. Единственной статьей трат остается электроэнергия, потребляемая компрессором и насосами.



## ЗАКЛЮЧЕНИЕ

По результатам проведенного исследования были выполнены следующие задачи:

1 Сделан обзор потенциала возобновляемой энергетики для Челябинской области

2 Обоснована возможность использования теплонасосных установок в системах отопления на примере рассмотрения опыта зарубежных стран и применения ТНУ в России

3 Подобран тепловой насос для системы отопления для объекта детско-спортивного клуба

4 Рассчитаны элементы теплонасосной установки, были выбраны пластинчатые теплообменники фирмы Ридан в качестве теплообменника-испарителя и теплообменника-конденсатора. Был подобран компрессор фирмы Bitzer

5 Обоснованы мероприятия по повышению эффективности отбора тепловой энергии.

6 Рассмотрены способы интенсификации теплообмена, а именно турбулизация поток с применением турбулизаторов-завихрителей.

В конце работы произведен расчет экономической эффективности использования теплого насоса в системе отопления детского спортивного комплекса, произведена оценка затрат за отопительный период и выявлена экономия.

## БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

- 1 Приказ Минэнерго России от 09.09.2015 N 627 "Об утверждении схемы и программы развития Единой энергетической системы России на 2015 - 2021 годы"
- 2 ГОСТ 31607–2012 «Энергосбережение. Нормативно-методическое обеспечение. Основные положения». – М.: Изд-во Стандартиформ, 2013. – 16с.
- 3 СНиП 23 – 02 – 2003. Тепловая защита здания. – М.: Госстрой России, 2003. – 27 с.
- 4 СНиП 23-01-99. Строительная климатология. – М.: ГОССТРОЙ России, 2000. – 114 с.
- 5 СНиП 41-01-2003 Отопление, вентиляция и кондиционирование. – М.: Госстрой России, 2004. – 56 с.
- 6 СНиП 2.08.01 – 89. Жилые здания. – М.: Стройиздат, 1989. – 28 с.
- 7 Экономические аспекты энергосбережения / Н.С. Низамутдинова, Р.Ж. Низамутдинов // Материалы ЛП международной научно-технической конференции «Достижения науки – агропромышленному производству» [Электронный ресурс] / под ред. д-ра техн. наук П.Г. Свечникова. – Челябинск: ЧГАА, 2014. – Ч. I. – С. 174–181.
- 8 Агроклиматический справочник по Челябинской области. – Л. Гидрометиздат – 1984.
- 9 Амерханов, Р.А. Теплотехника: Учебник для вузов. – 2-е изд., перераб. / Р.А. Амерханов, Б.Х. Драганов. И доп. – М.: 2006. – 432 с.: ил.
- 10 Байков, Н.М. Прогноз развития отраслей тЭК в мире и по основным регионам до 2030 г. / Н.М. Байков, Р.Н. Гринкевич. М.: ИМЭМО РАН, 2009. – 82 с.
- 11 Богуславский, Э.И. Использование геотермальной энергии для целей теплоснабжения. //«Экологические системы»: Электронный журнал энергосервисной компании №3 (99), март 2010. <http://esco-ecosys.narod.ru>.
- 12 Внутренние санитарно – технические устройства. В 3 ч. Ч. I. Отопление / В. Н. Богословский, Б. А. Крупнов, А. Н. Сканави и др.; под ред. И. Г. Старовойта и Ю. И. Шиллера. – 4-е изд., перераб. и доп. – М.: Стройиздат, 1990. – 344с.
- 13 Геотермальные теплонасосные системы теплоснабжения (ГТСТ): опыт эксплуатации и технические аспекты региональной интеграции в энергетический баланс России: Режим доступа: [http://www.insolar.ru/lib\\_9.php](http://www.insolar.ru/lib_9.php).
- 14 Гидрогеология СССР. Том XIV. Урал. Уральское территориальное геологическое управление. Редактор В.Ф.Прейс. М., «Недра», 1972, 648 с.
- 15 Использование низкопотенциальной тепловой энергии // АВОК. – 1999. - № 5.
- 16 Калнинь, И.М. Перспективы развития тепловых насосов: // Тепловые насосы.
- 17 Лымбина, Л.Е Отопление и вентиляция гражданского здания: Учебное пособие к курсовому проекту. Часть 1. Теплотехнический расчет конструкций. Теплоэнергетический баланс здания. / Лымбина Л.Е., Магнитова Н.Т., Николаев С.В. – Челябинск: ЧГТУ, 1995. – 44с.

18 Малявина, Е.Г. Теплотери здания: Справочное пособие.– М.: АВОК-ПРЕСС, 2007. – 265с.

19 Мартынов, А.В. Установки для трансформации тепла и охлаждения. Сборник задач

20 Низамутдинов, Р.Ж. Использование низкопотенциальной тепловой энергии Земли для теплоснабжения сельского потребителя в условиях Южного Урала: Автореферат дис.на соиск. к. т. н. ФГБОУ ВПО «Челябинская государственная агроинженерная академия», Челябинск, 2013. 26 с.

21 Низамутдинов, Р.Ж. Оценка низкопотенциальной тепловой энергии земли для автономного теплоснабжения сельского потребителя в условиях Южного Урала/ Р.Ж. Низамутдинов, О.С. Пташкина-Гирина – ЧГАА. 2015

22 Низамутдинова, Н.С. Экономическая оценка проектов возобновляемой энергетик/ Н.С. Низамутдинова, О.С. Пташкина-Гирина, Р.Ж. Низамутдинов – ЮУрГУ. 2015. с. 1172-1178

23 Отопление и вентиляция жилых зданий/Центр. науч. – исслед. и проект.-эксперим. ин-т инж. оборуд. – М.: Стройиздат, 1990. – 24 с.

24 Перспективы применения тепловых насосов в России [Электронный ресурс]: Статья / Москва – Электронный журнал Энергосовет – Режим доступа: [http://www.energsovet.ru/bul\\_stat.php?idd=215](http://www.energsovet.ru/bul_stat.php?idd=215).

25 Пташкина-Гирина, О.С. Исследование режимов работы теплонасосной установки/ О.С. Пташкина-Гирина, Р.Ж. Низамутдинов, Д.В. Козырев – ЮУрГУ. 2015

26 Рей, Д. Тепловые насосы: учебное пособие / Д. Рей, Макмакл Д. – Москва: Энергоиздат, 1979. – 224 с.

27 Саплин Л.А. (ред.) Энергоснабжение сельскохозяйственных потребителей использованием возобновляемых источников. Учебное пособие (Электронная версия). — Челябинск: изд-во ЧГАУ, 2002. — 60 с.

28 Саплин, Л.А. Энергоснабжение сельскохозяйственных потребителей с использованием возобновляемых источников: учебное пособие / Л.А. Саплин, С.К.Шерьязов, О.С. Пташкина-Гирина, Ю.П. Ильин. – Челябинск: ЧГАУ, 2000. – 206 с.

29 Соколов, Е.Я. Энергетические основы трансформации тепла и процессов охлаждения Учеб. пособие для вузов. / Соколов Е.Я., Бродянский В.М. — 2-е изд., перераб. — М.: Энергоиздат, 1981. — 320 с, ил.

30 Тепловое поле Южного Урала / Голованова И.В. Отв. ред. В.Н.Пучков; Ин-т геологииУфим. НЦ РАН. М.: Наука, 2005. 189 с.

31 Хайнрих, Г. Теплонасосные установки для отопления и горячего водоснабжения [Текст]: Пер. с нем. / Под ред. Б.К. Явнеля. – М.: Стройиздат, 1985. – 351с.

32 Административное деление, территория, природно-климатические условия, карта Челябинской области - <http://www.econom-chelreg.ru/review?news=450>

33 Тепловые насосы. Практический опыт внедрения и проблемы рынка. — <https://www.c-o-k.ru/articles/teplovye-nasosy-prakticheskiy-opyt-vnedreniya-i-problemy-rynka>

- 34 Разборные пластинчатые теплообменники. –  
<http://www.ridan.ru/products/catalog-rpto>
- 35 Теплофизические свойства воды. – <http://thermalinfo.ru/svoystva-zhidkostej/voda-i-rastvory/teploprovodnost-i-plotnost-vody-teploffizicheskie-svoystva-vody-h2o>
- 36 Теплофизические свойства фреона R410A. –  
<https://formulaklimata.ru/blog/freon-r-410a/>
- 37 Теплофизические свойства этиленгликоля. –  
[http://himtermo.ru/teplonositeli/teploffiz\\_svoystva\\_vod\\_rastv\\_eten/](http://himtermo.ru/teplonositeli/teploffiz_svoystva_vod_rastv_eten/)
- 38 Основные характеристики Российской электроэнергетики. –  
<https://minenergo.gov.ru/node/532>
- 39 Тарифы на тепловую энергию. – <http://tdb.regportal-tariff.ru/TariffValues?reg=RU.5.74>
- 40 Об утверждении схемы и программы перспективного развития электроэнергетики челябинской области на 2017 - 2021 годы. –  
<http://docs.cntd.ru/document/439093798>