

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 «Промышленная теплоэнергетика»
Направление подготовки 13.04.01 «Теплоэнергетика и теплотехника»

ВЫПУСКНАЯ
КВАЛИФИКАЦИОННАЯ
РАБОТА ПРОВЕРЕНА
Директор ООО "Ремстроймонтаж"

_____ К.А. Хасанов
« ____ » _____ 2018 г.

ДОПУСТИТЬ К ЗАЩИТЕ

Заведующий кафедрой
«Промышленная теплоэнергетика»
к.т.н., доцент

_____ К.В. Осинцев
« ____ » _____ 2018 г.

М.П.

**РАЗРАБОТКА ИСТОЧНИКА ВЫРАБОТКИ ТЕПЛОТЫ
С ИСПОЛЬЗОВАНИЕМ ТЕПЛООВОГО НАСОСА И ДВУХТРУБНОГО
ТЕПЛООБМЕННИКА СО СКРУЧЕННОЙ ЛЕНТОЙ**

ВЫПУСКНАЯ КВАЛИФИКАЦИОННАЯ РАБОТА
ПО ПРОГРАММЕ МАГИСТРАТУРЫ
«ОПТИМИЗАЦИЯ ТОПЛИВОИСПОЛЬЗОВАНИЯ В ТЕПЛОЭНЕРГЕТИКЕ»

ЮУрГУ–13.04.01.2018.281.01.ПЗ ВКР

Руководитель магистерской программы,
д.т.н., профессор

_____ Е.В. Торопов
« ____ » _____ 2018 г.

Научный руководитель,
к.т.н., доцент

_____ К.В. Осинцев
« ____ » _____ 2018 г.

Автор работы,
магистрант группы П-289
_____ Х.С. Аль-Зеяди
« ____ » _____ 2018 г.

Челябинск 2018

АННОТАЦИЯ

Аль-Зеяди Х.С. Разработка источника выработки теплоты с использованием теплового насоса и двухтрубного теплообменника со скрученной лентой – Челябинск: ЮУрГУ, ПИ, Э; 2018, 109 с., 9 ил., библиогр. список – 132 наим., 2 прил., 7 листов чертежей ф. А1, 1 демонстрационный ф. А1

В работе произведено обоснование темы работы, приведен обзор литературных источников по теме работы и сравнение аналогов оборудования.

В пояснительной записке, для составления исходных данных, произведен теплотехнический расчет ограждающих конструкций, выбраны схемы системы отопления объекта проектирования. Так же в дипломном проекте произведен расчет теплового насоса и теплообменника, приведена компоновка теплонаносной установки, рассмотрены вопросы автоматизации.

В специальной части раскрыты вопросы теплообмена с использованием скрученной ленты в двухтрубном теплообменнике как один из способов интенсификации теплообмена.

Также в пояснительной записке представлен расчет экономического эффекта, рассмотрены вопросы безопасности.

13.04.01.2018.281.05 ПЗ

Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата				
Разраб.		Х.С. Аль-Зеяди			<i>Разработка источника выработки теплоты с использованием теплового насоса и двухтрубного теплообменника со скрученной лентой</i>	Лит.	Лист	Листов
Провер.		К.В. Осинцев				В	К	Р
Реценз.						3	112	
Н. Контр.		К.В. Осинцев				ЮУрГУ		
Утверд.						Кафедра «Промышленная теплоэнергетика»		

ОГЛАВЛЕНИЕ

АННОТАЦИЯ.....	3
ВВЕДЕНИЕ.....	6
1 ОБОСНОВАНИЕ ТЕМЫ РАБОТЫ	8
2 ОБЗОР ЛИТЕРАТУРНЫХ ИСТОЧНИКОВ ПО ТЕМЕ РАБОТЫ	9
3 СРАВНЕНИЕ АНАЛОГОВ ОБОРУДОВАНИЯ.....	10
4 ЭНЕРГО - И РЕСУРСООБЕСПЕЧЕНИЕ.....	17
5 ИСХОДНЫЕ ДАННЫЕ ДЛЯ ПРОЕКТИРОВАНИЯ.....	19
5.1 Характеристика объекта проектирования	19
5.2 Параметры внутреннего воздуха..	19
5.3 Теплотехнический расчет ограждающих конструкций.....	19
5.4 Расчет теплопотерь	21
5.4.1 Расчет потерь на нагревание инфильтрующегося воздуха.....	22
5.4.2 Расчет бытовых тепловыделений	24
5.5 Выбор схемного решения системы отопления	31
5.6 Расчет тепловой нагрузки на горячее водоснабжение	39
6 ИСТОЧНИК ТЕПЛОСНАБЖЕНИЯ	40
6.1 Экономика возобновляемой энергетики.....	40
6.2 Общие сведения о тепловом насосе.....	42
6.3 Принцип действия теплового насоса	46
6.4 Выбор холодильного агента.....	47
6.5 Выбор источника низкопотенциального тепла.....	50
6.6 Рассол – теплоноситель земляного контура	51
6.7 Тепловой расчет теплового насоса.....	52
6.8 Расчет элементов теплового насоса	56
6.8.1 Расчет теплообменника типа «труба в трубе»	56
6.9 Выбор компрессора.....	58
6.10 Компановка теплового насоса	58
7 ТЕПЛОНАСОСНАЯ УСТАНОВКА	60
7.1 Компановка теплонасосной установки	60
7.2 Грунтовой тепловой коллектор	60
7.3 Расчет рассольного контура.....	62
7.3.1 Расчет объема рассола	64
7.3.2 Выбор рассольного циркуляционного насоса.....	64
7.4 Расчет и выбор оборудования контура отопления	65
7.4.1 Выбор сетевого насоса отопления.....	65
7.4.2 Выбор циркуляционных насосов монтажа	67
7.4.3 Раширительный сосуд в контуре теплового насоса	69
7.4.4 Предохранительный клапан в контуре теплового насоса.....	69
7.4.5 Обратный клапан.....	70
7.4.6 Перепускной клапан.....	70
7.4.7 Буферный накопитель.....	70

					13.04.01.2018.281.01 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		4

7.5.1 Выбор сетевого насоса горячего водоснабжения	71
7.5.2 накопитель горячего водоснабжения для отопительных тепловых насосов ..	71
8 АВТОМАТИЗАЦИЯ.....	74
8.1 Описание регулятора теплового насоса.....	74
8.2 Управление	75
8.3 Описание функциональной схемы	76
9 СПЕЦИАЛЬНАЯ.....	79
9.1 Теплообмен с использованием скрученной ленты в двухтрубном теплообменнике	79
10 ВОПРОСЫ ЭКОЛОГИИ	83
11 ОХРАНА ТРУДА ТРУДА И ТЕХНИКА БЕЗОПАСНОСТИ.....	85
11.1 Характеристика объекта	85
11.2 Организация работ по созданию безопасных условий труда.....	
При монтаже и эксплуатации систем.....	85
11.2.1 Меры безопасности при монтаже системы отопления	85
11.2.2 Меры безопасности при наладке, опробовании и пуске отопительного оборудования	86
11.3 Меры противопожарной безопасности	86
11.4 Производственная электробезопасность	88
12 ЭКОНОМИКА	94
ЗАКЛЮЧЕНИЕ	93
БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК	101

ВВЕДЕНИЕ

Потребление энергии в нашей стране неуклонно растет и, прежде всего, на теплоснабжение зданий и сооружений.

Основные тепловые затраты на коммунальные и бытовые нужды в зданиях (отопление, вентиляция, кондиционирование, горячее водоснабжение) - это затраты на отопление и горячую воду. Это связано с условием эксплуатации зданий в холодное время года, когда потери тепла через ограждающие конструкции зданий намного выше, чем внутренняя теплоотдача, поэтому нагревательные установки используются для поддержания требуемой температуры.

Теплообменники очень распространены в промышленности. В поверхностных теплообменниках нагревающая среда отделена от нагретой поверхности, а тепло в них передается через стенку.

Наиболее распространенная классификация теплообменников методом теплопередачи, согласно которой они делятся на следующие типы:

- рекуперативные поверхностные устройства, в которых две теплоносители разделены теплообменной поверхностью различных конфигураций;
- регенеративный, в котором процесс передачи тепла от горячего хладагента к холоду происходит с помощью термоаккумулирующей массы, называемой соплом;
- смешивающие, в которых происходит теплообмен при прямом контакте теплоносителей.

Поверхностные теплообменники включают: трубчатые (трубчатые, трубчатые, оросительные, погружные); пластинчатые; спиральные; аппараты с рубашками; с ребристой поверхностью теплообмена.

В химической технологии теплообменники используются для отопления и охлаждения, а также для конденсации тепловых процессов. Процесс теплопередачи является спонтанным необратимым процессом теплопередачи от более теплого тела до менее нагретого.

Наиболее распространены кожухотрубчатые теплообменники, благодаря простоте конструкции и технологии изготовления. Изготавливают теплообменники типов: ТН - с неподвижными трубными решетками; ТК - с температурным компенсатором на кожухе; ТП - с плавающей головкой; ТУ - U - образными теплообменными трубками; ТС - с сальником на плавающей головке. Теплообменники типа ТН имеют свои преимущества перед другими теплообменниками. Они наиболее просты и могут применяться при высоких давлениях и температурах, однако в следствии возникновения температурных напряжений их нельзя применять при больших перепадах температур между трубками и кожухом.

Так же привлекает все большее внимание возможность использования экологически чистой возобновляемой энергии солнечной радиации, тепловых насосных станций, которые являются общедоступными.

Тепловые насосные системы теплоснабжения являются перспективными как экологически чистые и энергоэффективные источники тепла для децентрализованных потребителей тепловой энергии. Они используют низкопотенциальную энер-

					<i>13.04.01.2018.281.01 ПЗ</i>	<i>Лист</i>
						6
<i>Изм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Подпись</i>	<i>Дата</i>		

гию как источник: тепло, грунтовые воды, обратные воды систем централизованного теплоснабжения.

Целью данного проекта является выбор в качестве источника теплоснабжения (отопление, вентиляция и горячее водоснабжение) здания, а также выбор теплового насоса и выбор его различных элементов.

1 ОБОСНОВАНИЕ ТЕМЫ РАБОТЫ

					13.04.01.2018.281.01 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		7

Актуальность темы Необходимость в малогабаритных и эффективных теплообменных агрегатах существует в разных отраслях индустрии: авиационной и ракетно-космической технике, в парогенераторах и конденсаторах ядерных энергоустановок, воздухоохладителях судовых холодильных установок, тепловых электростанций; общественной энергетике, холодильной и низкотемпературной технике; химической; пищевой, фармацевтической, нефтедобывающей и нефтеперерабатывающей индустрии. Интерес к интенсификации теплообмена появился одновременно с решением вопросов проектирования теплообменных агрегатов с узкими весогабаритными чертами имеющими значительную безопасность при эксплуатации. Теплообменные агрегаты с разными интенсификаторами могут выравнивать и уменьшать рабочие температуры стен, предотвращая распад активной зоны тепловыделения в случае аварийных ситуаций, повышая безопасность и безопасность работы.

К одному из методов интенсификации теплообмена принадлежит закрутка струи. Среди разнообразия полезных компонентов позволяющих закручивать течение, обширное использование в применении приобрели вставки в варианте закрученных лент, т.к. недороги в производстве и могут быть свободно применены для модернизации имеющихся кожухотрубных теплообменников. Помимо этого, система теплообменников с применением закрученных лент дает возможность значительно уменьшить весогабаритные свойства при заданной термической перегрузке, тем самым снижая вложения.

В настоящее время сферу использования закрученных лент не ограничивается исключительно использованием в кожухотрубных теплообменниках, к примеру охлаждение диверторной кассеты ITER (Международный термоядерный реактор) осуществляется недогретым до температуры насыщения, скрученным с помощью вставных на всю длину закрученных лент, потоком воды при степени тепловых нагрузок до 20 МВт/м².

Использование закрученных лент дает возможность обеспечивать безаварийное и результативное охлаждение разных энергонапряженных компонентов при высоких плотностях термического потока, увеличивая сферу использования в качестве турбулизаторов закручивающих пристенные пластины при монофазном течении теплоносителя, при течении двухфазных потоков обеспечивают повышение коэффициента теплоотдачи, за счет закрутки струи происходит корректировка температурных неоднородностей в азимутальном направлении.

2 ОБЗОР ЛИТЕРАТУРНЫХ ИСТОЧНИКОВ ПО ТЕМЕ РАБОТЫ

					13.04.01.2018.281.01 ПЗ	Лист
						8
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

Исследованию теплоотдачи двухфазных течений уделяется достаточно много внимания, о чем говорит большое количество докладов, монографий и статей по данной тематике: Кутателадзе С.С., Стыриковича М.А., Кутепова А.М., Стермана Л.С., Стюшина Н.Г., Лабунцова Д.А., Боришанского В.М., Левитана Л.Л., Боревского Л.Я., Клименко В.В., Малышева А.А., Даниловой Г.Н., Азарского В.М., Земского В.В., Букина В.Г., Шуршева В.Ф., Козлова Б.К., Baker O., Hewitt G.F., Roberts D.N., Soliman H.M., Azer N.Z., Уолис Г., Mandhane J. M., Циклаури Г.В., Данилина В.С., Селезнева Л.И., Gregory G.A., Aziz K., Taitel Y., Dukler A.E., Григорьева В.А., Павлова Ю.М., Аметисова Е.В., Tandon T.N., Varma H.K., Gupta C. P., Barajas A.M., Panton R.L., Агафоновой Н.Д., Благовещенского А.Я., Thome J.R., El Hajal J. Такое внимание к теме обусловлено ее широким практическим применением при работе различных технических систем, в том числе в ядерной энергетике, аэрокосмическом комплексе, теплоэнергетике, нефтегазовой переработке. Большой интерес представляет структура закрученных двухфазных течений. Закрутка потока при высоких паросодержаниях может способствовать увеличению области бескризисного теплообмена при кипении за счет сепарации жидкой фазы на поверхность. Очевидно, что процессы теплообмена закрученных двухфазных течений отличаются от прямолинейных. Полученные результаты в работах по исследованию теплообмена и гидродинамики двухфазных закрученных течений Ибрагимов М.Х., Номфилова Е.В., Субботина В.И., Берглеса А.И., Щукина В.К., Manglik, R.M., Klaczak A., Назмеева Ю.Г., Николаева Н.А., Agrawal K.N., Varma H.K., Lai S., Халатова А.А., Тарасевича С.Э., Яковлева А.Б., А.Н., Дедова А.В., Комова А.Т., Ягова В.В., Захарова Е.М., Минеева Ю.В., Дзюбенко Б.В., Кузьма-Китчы Ю.А., Кутепова А.М., Свириденко И.П., Федик И.И., Харитонов А.В., Холпанова Л.П., Kanizawa F.T., Ribatski G., имеют ограниченный характер применения рекомендаций по расчету коэффициента теплоотдачи в каналах с закруткой потока.

3 СРАВНЕНИЕ АНАЛОГОВ ОБОРУДОВАНИЯ

					13.04.01.2018.281.01 ПЗ	Лист
						9
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

Теплообменные аппараты можно классифицировать по следующим признакам:

- по принципу действия: поверхностные и смесительные;
- по назначению: холодильники, подогреватели, конденсаторы, испарители;
- по направлению движения теплоносителей: прямоточные, противоточные, перекрестного тока и др.

Рассмотрим более подробно классификацию теплообменных аппаратов по принципу действия. В соответствии с этим классификационным признаком поверхностные аппараты можно подразделить на следующие типы в зависимости от вида поверхности теплообмена:

- аппараты с трубчатой поверхностью теплообмена (кожухотрубчатые теплообменники, теплообменники «труба в трубе», оросительные теплообменники, змеевиковые теплообменники);
- аппараты с плоской поверхностью теплообмена (пластинчатые теплообменники, спиральные теплообменники, аппараты с рубашкой).

Кожухотрубчатые теплообменники

Кожухотрубчатые теплообменники различных конструкций – наиболее распространённый тип теплообменных аппаратов (Рисунок 3.1).



Рисунок 3.1 - Кожухотрубчатый теплообменник

Среди всех разновидностей теплообменников этот вид наиболее распространен. Его применяют при работе с любыми жидкостями, газовыми средами и паробразными, в том числе, если состояние среды меняется в процессе перегона.

Изобрели кожухотрубные (или кожухотрубчатые) теплообменники в начале прошлого века, дабы активно использовать при работе ТЭС, где большое количество нагретой воды перегонялось при повышенном давлении. В дальнейшем изобретение стали использовать при создании испарителей и нагревающих конструкций. С годами устройство кожухотрубного теплообменника совершенствовалось, конструкция стала менее громоздкой, ее теперь разрабатывают так, чтобы было доступно чистить отдельные элементы. Чаще стали применять подобные системы в нефтеперегонной промышленности и производстве бытовой химии, поскольку продукты этих отраслей несут в себе массу примесей. Их осадок как раз и требует периодической чистки внутренних стенок теплообменника.

В зависимости от способа крепления труб к доске или решетке, выделяют:

										Лист
										10
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата	13.04.01.2018.281.01 ПЗ					

Приваренные трубы;
Закрепленные в развальцованных нишах;
Соединенные болтами с фланцем;
Запаянные;
Имеющие сальники в конструкции крепежа.

Виды кожухотрубчатых теплообменников

По типу конструкции кожухотрубные теплообменники бывают:

Жесткие, нежесткие и наполовину жесткие;

По количеству ходов – одно- или многоходовые;

По направлению тока технической жидкости – прямого, поперечного или против направленного тока;

По расположению доски горизонтальные, вертикальные и расположенные в наклонной плоскости.

Классическая схема кожухотрубчатого теплообменника показана на (Рисунок 3.2).

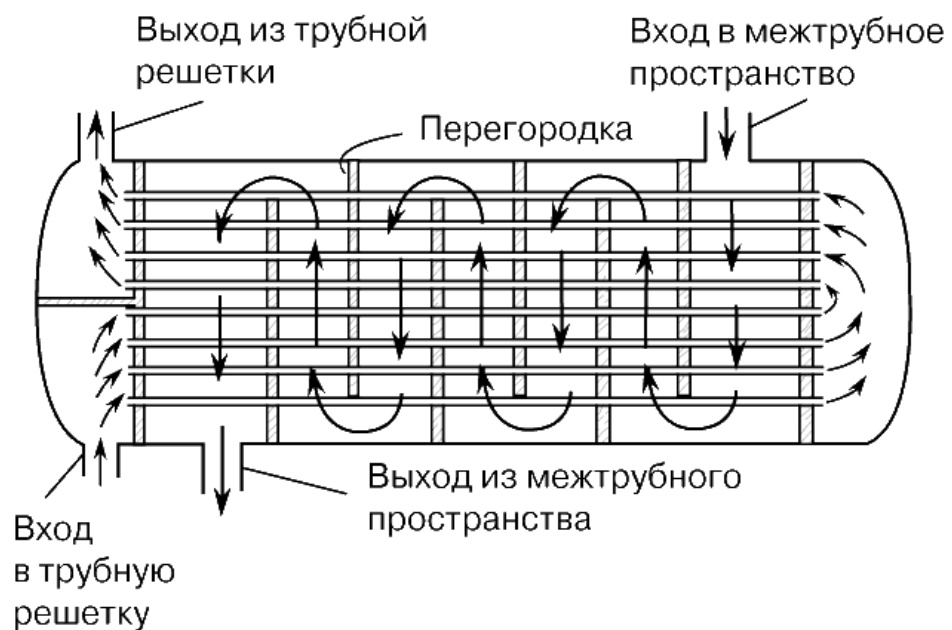


Рисунок 3.2 - Классическая схема кожухотрубчатого теплообменника

Как мы видим на представленной схеме, кожухотрубный теплообменник состоит из пучка трубок, которые расположены в своей камере и закреплены на доске либо решетке. Кожух – собственно, название всей камеры, сваренной из листа не менее 4 мм (или больше, в зависимости от свойств рабочей среды), в которой находятся мелкие трубки и доска. В качестве материала для доски используют обыкновенно листовую сталь. Между собой трубки соединяются патрубками, имеются также вход и выход в камеру, отвод для конденсата,

В зависимости от количества труб и их диаметра, колеблется мощность теплообменника. Так, если передающая тепло поверхность составляет около 9 000 кв. м., мощность теплообменника составит 150 МВт, это пример работы паровой турбины.

										Лист
										11
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата						

13.04.01.2018.281.01 ПЗ

Устройство кожухотрубного теплообменника подразумевает соединение сварных труб с доской и крышками, которое может быть разным, равно как и изгиб кожуха (в виде буквы U или W). Ниже представлены типы устройств, наиболее часто встречающиеся на практике.

Еще одной особенностью устройства кожухотрубного теплообменника является расстояние между трубами, которое в 2-3 раза должно превышать их сечение. Благодаря чему коэффициент отдачи тепла является небольшим, и это способствует эффективности всего теплообменника.

Исходя из названия, теплообменник – это устройство, создаваемое с целью передать вырабатываемое тепло на нагреваемый предмет. Теплоносителем в данном случае выступает конструкция, описанная выше. Работа кожухотрубного теплообменника заключается в том, что холодная и горячая рабочие среды двигаются по разным кожухам, и теплообмен происходит в пространстве между ними.

Рабочей средой внутри труб является жидкость, в то время как горячий пар проходит в расстоянии между труб, образуя конденсат. Поскольку стенки труб нагреваются больше, чем доска, к которой они прикреплены, эту разность необходимо компенсировать, иначе бы устройство имело значительные потери тепла. Для этого применяются так называемые компенсаторы трех типов: линзы, сальники или сильфоны.

Также, при работе с жидкостью под высоким давлением используют однокамерные теплообменники. Они имеют изгиб U, W-образного типа, необходимое чтобы избежать высоких напряжений в стали, вызываемых тепловым удлинением. Их производство достаточно дорогое, трубы в случае ремонта сложно заменить. Поэтому такие теплообменники пользуются меньшим спросом на рынке.

1. Давление в трубках может достигать разных значений, от вакуума до наивысших;
2. Можно достичь необходимого условия по термическим напряжениям, при этом цена кожухотрубного теплообменника существенно не поменяется;
3. Размеры системы тоже могут быть различными: от бытового теплообменника в ванную комнату до промышленного площадью 5000 кв. м.;
4. Нет необходимости предварительно очищать рабочую среду;
5. Для создания сердцевины используют разные материалы, в зависимости от затрат на производство. Однако все они соответствуют требованиям температуры, давления и устойчивости к коррозии;
6. Отдельный участок труб можно извлечь для чистки или ремонта.

Преимущества кожухотрубных теплообменников:

- Надежность
- Высокая эффективность
- Компактность
- Широкий спектр применений
- Большая площадь теплообмена
- Не повреждает структуру продукта

						13.04.01.2018.281.01 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата			12

- Легкая очистка и обслуживание
- Отсутствие "мертвых зон"
- Низкие затраты электроэнергии
- Безопасное использование для персонала

Различные варианты кожухотрубчатых теплообменников (Рисунок 3.3).

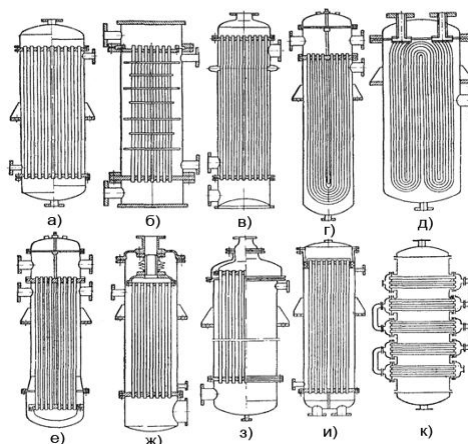


Рисунок 3.3 - Различные варианты кожухотрубчатых теплообменников

Пластинчатые теплообменники

Устройство, в котором осуществляется передача теплоты от горячего теплоносителя к холодной (нагреваемой) среде через стальные, медные, графитовые, титановые гофрированные пластины, которые стянуты в пакет. Горячие и холодные слои перемежаются друг с другом (Рисунок 3.4).

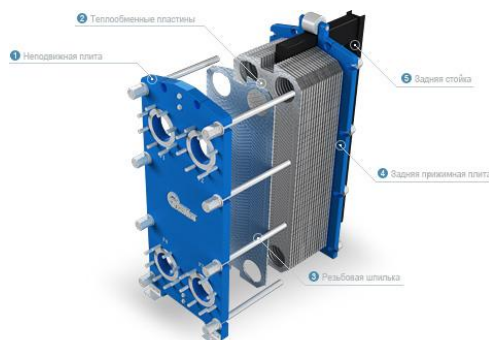


Рисунок 3.4 - Пластинчатый теплообменник

Теплообменная поверхность разборных пластинчатых теплообменников легко доступна для очистки; монтаж и демонтаж таких аппаратов осуществляется весьма быстро. Такие теплообменники применяются как холодильники и конденсаторы.

Теплообменник типа «труба в трубе»

Теплообменник труба в трубе необходим для эффективного отбора или передачи тепловой энергии. В зависимости от конечного результата устройства подразделяют на два типа:

- нагреватели,

- холодильники.

Разделяются они и по виду транспортировки тепла. Они могут быть поверхностными, регенеративными и смесительными. Теплообменник труба в трубе – это устройство, состоящее из вмонтированных друг в друга труб. В процессе работы между ними производится обмен энергией. Так как наружная труба большего сечения, она соединяется с внешними аналогами. Внутри неё установлены трубки, которые также участвуют в теплообмене (Рисунок 3.5).



Рисунок 3.5- Теплообменник типа «труба в трубе»

Теплообменник труба в трубе прост, этим и обусловлена его колоссальная популярность. Первое, что привлекает инженеров, – высокая скорость транспортировки рабочих жидкостей. Это осуществляется с помощью оптимального подбора сечения труб. Другой момент – изготовить теплообменник труба в трубе очень просто. Однако его расчёт обусловлен рядом профессиональных подходов. При обслуживании систем важно производить своевременную чистку. Конструкция устройства позволяет это сделать без особых трудозатрат. Радует и оптимальный срок службы, а также универсальность схемы, ведь теплоносителем может быть не только жидкий агент, но и парообразный. Конечно, в системе есть минусы, и инженеры, производя расчёт, их учитывают. Эксплуатация осложняется тем, что габариты конструкции большие, поэтому требуется правильная организация места, где систему труба в трубе планируется установить. Также не радует и высокая стоимость, а также сложности при расчёте конструкции.

Спиральный теплообменник

Концепция спирального теплообменника построена на закручивании 2-х или 4-х полос металла вокруг центральной трубы, полосы свариваются между собой при помощи разделительных шпилек на определенной дистанции, создавая 2 или 4 канала равномерной ширины. Центральная труба разделена на 2 части, образуя входной и выходной коллектор. Вся конструкция помещается в цилиндрический корпус. Наружные концы листов привариваются вдоль коллекторов, образуя оставшиеся два входной и выходной патрубки с боковой стороны корпуса.

						<i>13.04.01.2018.281.01 ПЗ</i>	<i>Лист</i>
<i>Изм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Подпись</i>	<i>Дата</i>			14

Среды движутся в каналах по концентрическим окружностям, а разделительные шпильки создают существенную турбулентность при низких скоростях и соответственно низких числах Рейнольдса (Re), эта особенность конструкции позволяет добиться высокой теплопередачи даже для вязких и очень загрязненных сред. Высокая турбулентность в каналах снижает отложение загрязнений. Перечисленные факторы позволяют изготавливать компактные теплообменники, снижая металлоемкость их стоимость (Рисунок 3.6).

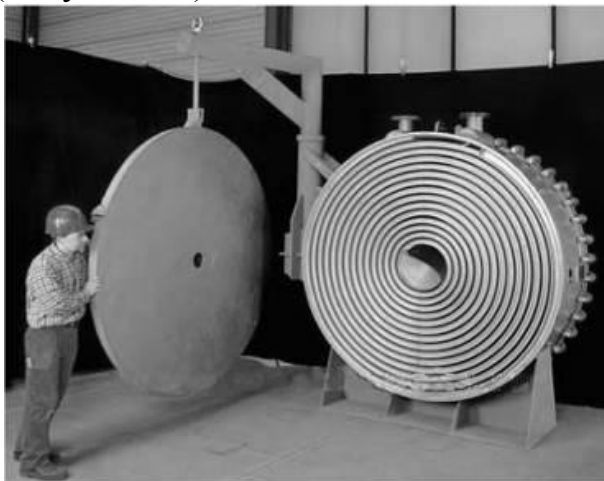


Рисунок 3.6 - Спиральный теплообменник

Потоки могут двигаться в разных направлениях, выполняя то или иное требование режима теплообмена:

Тип А. Противоток или поток одного направления. Применяется со средами жидкость/жидкость или пар/жидкость

Тип Б. Перекрестный ток. Применяется в аппаратах, где необходимо выпарить или сконденсировать какую-либо среду

Тип В. Смешанный ток (тип А и тип Б). Применяется в конденсаторах с возможностью переохлаждения среды.

Спиральные теплообменники Геометрия каналов может меняться в широких пределах, это может быть, например, узкий и длинный канал, плавно скрученный в спираль. Тепловая длина канала может быть рассчитана для условий разницы температур между средами менее 2°C ! Данная конструкция позволяет осуществлять эффективный теплообмен между «сложными» средами, блокирующими любые другие теплообменники, так как поток может проходить довольно большую дистанцию в канале, не выполняя крутых поворотов, не создавая застойных зон.

Прочная цельносварная конструкция, отсутствие сварных швов в труднодоступных местах теплообменника, возможность легко очистить теплообменные по-

					13.04.01.2018.281.01 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		15

верхности, низкое гидравлическое сопротивление делает спиральные теплообменники незаменимым решением для множества технологических процессов.

4 ЭНЕРГО- И РЕСУРСОБЕСПЕЧЕНИЕ

С точки зрения экономики, учёт плюсов и минусов систем восстанавливаемой энергетики возможно четко показать как 2 совмещённых графика. На данном ри-

					<i>13.04.01.2018.281.01 ПЗ</i>	<i>Лист</i>
<i>Изм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Подпись</i>	<i>Дата</i>		16

сунке, для примера, представлена относительная финансовая оценка 2-ух относительных систем отопления система котла, работающего на дизельном топливе и система теплового насоса (Рисунок 4.1).

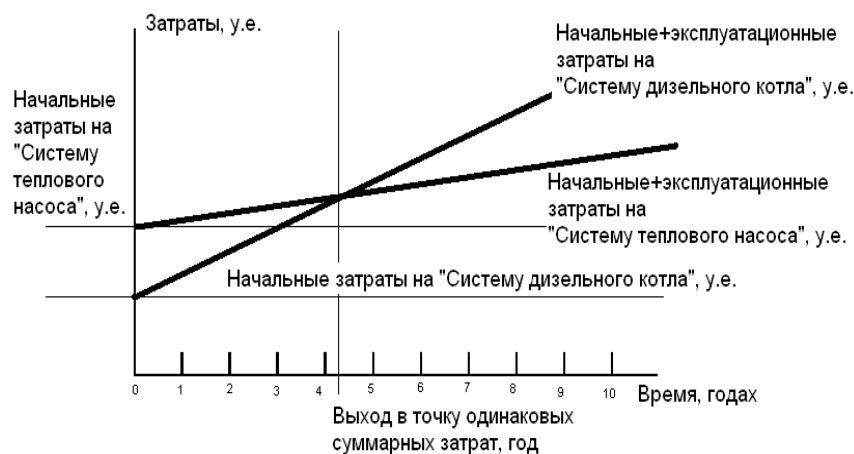


Рисунок 4.1 – Сравнительная экономическая оценка двух условных систем отопления

Все без исключения расходы по двум случаям возможно разделить на:

1. начальные (единовременные) – это стабильные первоначальные расходы на проектирование, приобретение оснащения, вспомогательных аксессуаров и установка.

2. эксплуатационные – это переменные (регулярно возрастающие по времени) расходы на горючее, электрическую энергию, восстановление и оплату работы эксплуатационному штату (в случае если необходимо).

3. суммарные – это переменные (регулярно возрастающие по времени) расходы, которые считаются суммой первых 2-ух.

Из рисунка очевидно, что существует особенная точка на оси времени, когда суммарные расходы двух систем приравниваются, и далее собственник системы возобновляемой энергетики начинает экономить ресурсы. От чего находится в зависимости экономия:

- от различия в первоначальных затратах двух систем;
- от различия в рабочих расходах двух систем.

По этому примеру возможно отметить, что:

- выход в точку окупаемости совершается за ~ 4,2 года;
- несмотря на то, что первоначальные расходы теплового насоса в 2,5 раза больше, чем дизельного котла, рабочие затраты последнего (цена дизельного горючего, его доставки на объект, восстановление и т.д.) больше, нежели у теплового насоса.

Необходимо оговориться, что проанализированный план составлен с учётом современных тарифов на горючее и электрическую энергию, а кроме того современных цен на спецоборудование. К огорчению, начальные расходы на его получение достаточны возвышенны и обусловлены не столько законами себестоимости, сколько аппетитами поставщиков. В связи с постоянным повышением стоимости

на энерго-носители и повышением спроса на альтернативную энергетику – цена оснащения будет стремительными темпами подходить к реальной.

Хотя в реальных вариантах графики бывают различные, правило оценки прямой финансовой производительности сохраняется.

При этом имеется еще несколько факторов, не сопряженных с экономикой непосредственно, однако которые также следует принимать во внимание при принятии решения по монтажу той либо другой системы:

- следует организовывать постоянную доставку горючего на объект;
- в России и мире стоимости на углеводородное горючее и электроэнергию увеличиваются каждый год;
- психологический дискомфорт, связанный с перебоями обычной электроэнергии на объекте;
- проблемы общения с муниципальными госслужащими при попытке обеспечения собственного объекта традиционным электро- и теплоснабжением.

При сформировавшемся уровне стоимости на энергоносители топливные насосы по экономичности уступают пока лишь газовым котлам, находясь на порядок неприхотливее в эксплуатации, однако значительно выигрывают у жидкотопливных и электрических (Таблица 4.1).

Таблица 4.1- Годовые затраты на отопление площади дома разными системами

Тип тепло-генератора системы отопления	Теплота сгорания топлива	Годовая потребность	Цена энерго-носителя	Стоимость энерго-носителя, руб.	Затраты для дома S=300м ² , руб.
1	2	3	4	5	6
Газовый котел	$10,1 \frac{кВт \cdot ч}{м^3}$	$19,9 м^3$	$1,109 \frac{руб}{м^3}$	22,1	6630
Жидкотопливный котел	$10,2 \frac{кВт \cdot ч}{л}$	20,2л	$13,3 \frac{руб}{л}$	268,7	80610
Электрический котел	–	$191,5 кВт \cdot ч$	$1,13 \frac{руб}{кВт \cdot ч}$	2164	64920

Служат они по 15-20 лет до капитального ремонта. В перспективе, в связи с ростом цен на все виды топлива их лидерство обеспечено.

5 ИСХОДНЫЕ ДАННЫЕ ДЛЯ ПРОЕКТИРОВАНИЯ

5.1 Краткая характеристика объекта проектирования

Характеристика объекта строительства:

					<i>13.04.01.2018.281.01 ПЗ</i>	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		18

Объект строительства – 9 этажное здание;

Ориентация главного фасада – Ю;

Основной материал ограждающей конструкции – железобетон;

Климатологические данные района строительства:

Климатологические характеристики района строительства установлены согласно п.5.10 СНиП 41-01-2003, табл.6*, табл.1 СНиП 23-01-99*.[1].

Средняя температура наиболее холодной пятидневки $t_n = -28^\circ\text{C}$;

Средняя температура отопительного периода со среднесуточной температурой воздуха $\leq 8^\circ\text{C}$: $t_{\text{ср.от.}} = -3,5^\circ\text{C}$;

Продолжительность отопительного периода со среднесуточной температурой воздуха $\leq 8^\circ\text{C}$: $Z = 213$ сут.

Расчетная скорость ветра (максимальная из средних скоростей ветра по румбам за январь): $V = 4,5$ м/с.

5.2 Расчетные параметры внутреннего воздуха

Расчетные параметры внутреннего воздуха для отопительного периода определяют для всех отапливаемых помещений проектируемого здания, согласно Полученные данные указаны в таблице (5.1).

Таблица 5.1- Расчетные параметры внутреннего воздуха

Наименование отапливаемого помещения	Расчетная температура t_v , °C;
1	2
Угловая комната	22
Комната	20
Кухня	20
Лестничная клетка	16
Санузел	18
Ванная комната	25

5.3 Определение тепловой мощности системы отопления

Расчетную мощность системы отопления ($Q_{\text{от}}$, Вт) определяют из уравнения теплового баланса помещений (5.1):

$$Q_{\text{от}} = Q_{\text{т}} + Q_{\text{инф}} - Q_{\text{быт}} \quad (5.1)$$

$Q_{\text{т}}$ - теплопотери теплопередачей через ограждающие конструкции здания, Вт;

$Q_{\text{инф}}$ - расход теплоты на нагревание инфильтрующегося воздуха через неплотности в наружных ограждениях, Вт;

$Q_{\text{быт}}$ - бытовые тепловыделения, Вт.

Результаты вычисления сводятся в таблицу (5.2).

$$Q_{от}^{зд} = 148517 \text{ Вт.}$$

Таблица 5.2 - Теплопотери помещений

Номер помещений	Q _т , Вт	Q _{инф} , Вт	Q _{быт} , Вт	Q _{от} , Вт
1	2	3	4	5
101	460	887	147	1200
201-801	378	887	147	1118
901	546	887	147	1286
102	491	989	170	1310
202-802	542	907	170	1279
902	751	907	170	1488
103	519	658	113	1064
203-803	367	603	113	857
903	513	603	113	1003
104	518	655	112	1061
204-804	366	601	112	855
904	514	601	112	1003
105	491	989	170	1310
11	2	3	4	5
205-805	542	907	170	1279
905	752	907	170	1489
106	529	887	147	1269
206-806	383	887	147	1123
906	551	887	147	1291
107	749	939	155	1533
207-807	574	939	155	1358
907	757	939	155	1541
108	515	1219	210	1524
208-808	598	1124	210	1512
908	797	1124	210	1711
109	483	620	111	992
209-809	316	572	111	777
909	490	572	111	951
110	539	853	141	1251
210-810	384	853	141	1096

Продолжение таблица 5.2

1	2	3	4	5
910	566	853	141	1278

111	496	775	128	1143
211-811	360	775	128	1007
911	519	775	128	1166
112	484	622	107	999
212-812	318	574	107	785
912	498	574	107	965
113	515	1219	210	1524
213-813	598	1124	210	1512
913	797	1124	210	1711
114	760	939	155	1544
214-814	584	939	155	1368
914	768	939	155	1552
				Σ 148517

5.3.1 Расчет теплотерь теплопередачей

Согласно [4] основные потери теплоты теплопередачей и добавочные потери теплоты следует определять по формуле (5.2):

$$Q_T = 1/R \times A \times (t_B - t_H) \times (1 + \Sigma \beta) \times n \quad (5.2)$$

где A - расчетная площадь ограждающей конструкции, м²; β - добавочные потери теплоты в долях от основных потерь.

Добавочные теплотери принимают на ориентацию ограждений по сторонам горизонта:

- для ограждений обращенных на север (С); восток (В); северо-восток (СВ) и северо-запад (СЗ) – в размере 0,1;
- юго-восток (ЮВ) и запад (З) – 0,05;
- в угловых помещениях дополнительно по 0,05 на каждое ограждение, если одно из ограждений обращено на С, В, СВ, СЗ и по 0,1 в других случаях (т.е. ЮВ и З).

В жилых помещениях, разрабатываемых для типового проектирования, через все ограждения, обращенные на любую из сторон света в размере 0,13.

Добавка к потерям через наружные двери (на врывание наружного воздуха), не оборудованные воздушными завесами при высоте зданий H , м, от средней планировочной отметки земли до верха карниза в размере:

0,27 H – для двойных дверей с тамбуром между ними;

При определении теплотерь расчетный коэффициент теплопередачи окон определяется как разность между их действительным значением и коэффициентом теплопередачи стен, так как площадь окон не вычитается из площади стен при определении потерь теплоты через них.

5.4.2 Расчет потерь на нагревание инфильтрующегося воздуха

В жилых и общественных зданиях с естественной вытяжной вентиляцией (без компенсации подогретым притоком) расход теплоты на инфильтрацию определяется двумя путями [4]:

вычисляется расход теплоты на подогрев инфильтрующегося воздуха, обеспечивающего нормативный воздухообмен, т.е. равного расходу удаляемого вытяжного воздуха;

рассчитывается расход теплоты из условия нагревания инфильтрующегося через наружные ограждения воздуха при отсутствии вентиляции.

За расчетное принимается большее из полученных значений.

Расход теплоты на нагревание инфильтрующегося воздуха при нормативном воздухообмене определяется (5.3):

$$Q_{\text{инф}}^H = 0,28 \times L_H \times \rho_H \times C \times (t_B - t_H) \quad (5.3)$$

где L_H - расход удаленного воздуха, м³/ч, не компенсируемый подогретым потоком для зданий (5.4):

$$L_H = 3a \times A_n \quad (5.4)$$

где 3 - удельный нормативный расход, м³/ч на 1 м² площади пола помещения; A_n - площадь пола жилых комнат квартиры и кухни, м²; $C = 1$ кДж/кг °С - удельная теплоемкость воздуха; ρ_H - плотность наружного воздуха, кг/м³.

Расход теплоты на нагревание инфильтрующегося воздуха при отсутствии вентиляции (5.5):

$$Q_{\text{инф}}^H = 0,28 \times \sum G_i \times k \times C \times (t_B - t_H) \quad (5.5)$$

где k - коэффициент учета влияния встречного потока в конструкциях [4], равный 0,7 – для стыков панелей стен и для окон с тройными переплетами; 0,8 – для окон и балконных дверей с отдельными переплетами; 1,0 – для одинарных окон, окон и балконных дверей со спаренными переплетами и открытых проемов и стеклопакетов; G_i - расход инфильтрующегося воздуха, кг/ч, через окна и балконные двери.

Расход воздуха через окна и балконные двери, определяется (5.6):

$$G_i = 0,216 \times \sum A_i \times \frac{\Delta p_i^{0,67}}{R_u} \quad (5.6)$$

					13.04.01.2018.281.01 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		22

где A_i - площади окон и балконных дверей, m^2 ;

При отсутствии данных о сертифицированных значениях фактического сопротивления воздухопроницанию окон и балконных дверей допускается определять расход воздуха через них по формуле (5.7):

$$G = 1/G_H \times \sum A_i \times \left[\frac{\Delta p_i}{\Delta p_o} \right]^{2/3} \quad (5.7)$$

5.4.3 Расчет бытовых тепловыделений

В жилых зданиях тепловой поток, Вт, поступающий в помещение от электрических приборов, освещения, людей и др. источников, допускается определять по формуле (5.8):

$$Q_{\text{быт}} = 10 \times A_{\text{п}} \quad (5.8)$$

где $A_{\text{п}}$ - площадь пола отапливаемого помещения, m^2 (жилых комнат и кухни).

Результаты вычисления указаны в таблице (5.3).

					<i>13.04.01.2018.281.01 ПЗ</i>	<i>Лист</i>
<i>Изм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Подпись</i>	<i>Дата</i>		23

Таблица 5.3 - Расчет теплотерь здания

№ ком.	t _в , °С	Характеристики ограждения							t _в - t _н , °С	1 + Σβ	Q _т , Вт	Q _{инф} , Вт	Q _{быт} , Вт	Q _{от} , Вт
		Обознач.	Ориентация	Σβ	a × b, м	F, м2	R, м ² × °С/Вт	n						
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15
101	22	НС1	Ю	0,05	3,23x3,11	10,05	3,66	1,0	50,0	1,05	144	887	147	1200
		ОК	Ю	0,05	1,50x1,50	2,25	1/1,58	1,0	50,0	1,05	187			
		НС2	В	0,15	5,44x3,11	16,92	3,66	1,0	50,0	1,15	201			
		ПЛ	-	-	2,88x5,09 0,95x1,80	16,37	4,17	0,6	50,0	1,00	118			
		ВК	-	-	2,06x3,11 1,80x3,11	12,00	0,19	1,0	3,0	1,00	190			
201-802	22	НС1	Ю	0,05	3,23x2,70	8,72	3,66	1,0	50,0	1,05	125	887	147	1118
		ОК	Ю	0,05	1,50x1,50	2,25	1/1,58	1,0	50,0	1,05	187			
		НС2	В	0,15	5,44x2,70	14,69	3,66	1,0	50,0	1,15	231			
		ВК	-	-	2,06x2,70 1,80x2,70	10,42	0,19	1,0	3,0	1,00	165			
901	22	НС1	Ю	0,05	3,23x2,90	9,37	3,66	1,0	50,0	1,05	134	887	147	1286
		ОК	Ю	0,05	1,50x1,50	2,25	1/1,58	1,0	50,0	1,05	187			
		НС2	В	0,15	5,44x2,90	15,78	3,66	1,0	50,0	1,15	248			
		ПК	-	-	2,88x5,09 0,95x1,80	16,37	5,30	1,0	50,0	1,00	154			
		ВК	-	-	2,06x2,90 1,80x2,90	11,19	0,19	1,0	3,0	1,00	177			

13.04.01.2018.281.01 ПЗ

Изм. Лист

№ докум.

Подпись

Дата

Продолжение таблица 5.3

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15
102	20	НС1	Ю	0,00	3,24x3,11	10,08	3,66	1,0	48,0	1,00	132	989	170	1310
		ОК	Ю	0,00	1,58x1,80	2,7	1/1,58	1,0	48,0	1,00	205			
		ПЛ	-	-	5,26x3,24 1,62x3,24	22,29	4,17	0,6	48,0	1,00	154			
202-802	20	НС1	Ю	0,00	3,24x2,70	8,75	3,66	1,0	44,6	1,00	107	907	170	1279
		ОК	Ю	0,00	1,50x0,90	1,35	1/1,58	1,0	44,6	1,00	95			
		БДГЧ	Ю	0,00	-	0,66	1/0,98	1,0	44,6	1,00	29			
		БДОЧ	Ю	0,00	-	1,32	1/5,28	1,0	44,6	1,00	311			
902	20	НС1	Ю	0,00	3,24x2,90	9,40	3,66	1,0	44,6	1,00	114	907	170	1488
		ОК	Ю	0,00	1,50x0,90	1,35	1/1,58	1,0	44,6	1,00	95			
		БДГЧ	Ю	0,00	-	0,66	1/0,98	1,0	44,6	1,00	29			
		БДОЧ	Ю	0,00	-	1,32	1/5,28	1,0	44,6	1,00	311			
		ПК	-	-	5,26x3,24 1,62x3,24	22,29	5,30	1,0	48,0	1,00	202			
103	20	НС1	Ю	0,00	2,77x3,11	8,61	3,66	1,0	48,0	1,00	113	658	113	1064
		ОК	Ю	0,00	1,50x1,50	2,25	1/1,58	1,0	48,0	1,00	171			
		ПЛ	-	-	2,54x4,46 1,30x2,42	14,47	4,17	0,6	48,0	1,00	100			
		С1*	-	-	4,81x3,11	15,00	3,66	1,0	4,0	1,00	16			
		С1к	-	-	1,82x3,11	5,66	0,19	1,0	4,0	1,00	119			
203-803	20	НС1	Ю	0,00	2,77x2,70	7,48	3,66	1,0	44,6	1,00	91	603	113	857
		ОК	Ю	0,00	1,50x1,50	2,25	1/1,58	1,0	44,6	1,00	159			
		С1*	-	-	4,81x2,70	12,99	3,66	1,0	4,0	1,00	14			
		С1к	-	-	1,82x2,70	4,91	0,19	1,0	4,0	1,00	103			
903	20	НС1	Ю	0,00	2,77x2,90	8,03	3,66	1,0	44,6	1,00	98	603	113	1003
		ОК	Ю	0,00	1,50x1,50	2,25	1/1,58	1,0	44,6	1,00	158			
		ПК	-	-	2,54x4,46 1,30x2,42	14,47	5,30	0,6	48,0	1,00	131			
		С1*	-	-	4,81x2,90	13,95	3,66	1,0	4,0	1,00	15			
		С1к	-	-	1,82x2,90	5,28	0,19	1,0	4,0	1,00	111			
104	20	НС1	Ю	0,00	2,76x3,11	8,61	3,66	1,0	48,0	1,00	113	655	112	1061
		ОК	Ю	0,00	1,50x1,50	2,25	1/1,58	1,0	48,0	1,00	171			

13.04.01.2018.281.01 ПЗ

Продолжение таблица 5.3

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15
		ПЛ	-	-	2,53x4,46 1,29x2,42	14,45	4,17	0,6	48,0	1,00	99			
		С1*	-	-	4,81x3,11	15,00	3,66	1,0	4,0	1,00	16			
		С1к	-	-	1,82x3,11	5,66	0,19	1,0	4,0	1,00	119			
204-804	20	НС1	Ю	0,00	2,76x2,70	7,48	3,66	1,0	44,6	1,00	91	601	112	855
		ОК	Ю	0,00	1,50x1,50	2,25	1/1,58	1,0	44,6	1,00	158			
		С1*	-	-	4,81x2,70	12,99	3,66	1,0	4,0	1,00	14			
		С1к	-	-	1,82x2,70	4,91	0,19	1,0	4,0	1,00	103			
904	20	НС1	Ю	0,00	2,76x2,90	8,03	3,66	1,0	44,6	1,00	99	601	112	1003
		ОК	Ю	0,00	1,50x1,50	2,25	1/1,58	1,0	44,6	1,00	158			
		ПК	-	-	2,53x4,46 1,29x2,42	14,45	5,30	0,6	48,0	1,00	131			
		С1*	-	-	4,81x2,90	13,95	3,66	1,0	4,0	1,00	15			
		С1к	-	-	1,82x2,90	5,28	0,19	1,0	4,0	1,00	111			
105	20	НС1	Ю	0,00	3,24x3,11	10,08	3,66	1,0	48,0	1,00	132	989	170	1310
		ОК	Ю	0,00	1,50x1,80	2,7	1/1,58	1,0	48,0	1,00	205			
		ПЛ	-	-	5,26x3,24 1,62x3,24	22,29	4,17	0,6	48,0	1,00	154			
205-805	20	НС1	Ю	0,00	3,24x2,70	8,75	3,66	1,0	44,6	1,00	107	907	170	1279
		ОК	Ю	0,00	1,50x0,90	1,35	1/1,58	1,0	44,6	1,00	95			
		БДГЧ	Ю	0,00	-	0,66	1/0,98	1,0	44,6	1,00	29			
		БДОЧ	Ю	0,00	-	1,32	1/5,28	1,0	44,6	1,00	311			
905	20	НС1	Ю	0,00	3,24x2,90	9,40	3,66	1,0	44,6	1,00	115	907	170	1489
		ОК	Ю	0,00	1,50x0,90	1,35	1/1,58	1,0	44,6	1,00	95			
		БДГЧ	Ю	0,00	-	0,66	1/0,98	1,0	44,6	1,00	29			
		БДОЧ	Ю	0,00	-	1,32	1/5,28	1,0	44,6	1,00	311			
		ПК	-	-	5,26x3,24 1,62x3,24	22,29	5,30	1,0	48,0	1,00	202			
106	22	НС1	Ю	0,10	3,23x3,11	10,05	3,66	1,0	50,0	1,10	151	887	147	1269
		ОК	Ю	0,10	1,50x1,50	2,25	1/1,58	1,0	50,0	1,10	196			
		НС3	З	0,10	5,44x3,11	16,92	3,66	1,0	50,0	1,10	254			
		ПЛ	-	-	2,88x5,09 0,95x1,80	16,37	4,17	0,6	50,0	1,00	118			
		ВК	-	-	2,06x3,11 1,80x3,11	12,00	0,19	1,0	3,0	1,00	190			

13.04.01.2018.281.01 ПЗ

Изм. Лист № докум. Подпись Дата

Продолжение таблица 5.3

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15
206-806	22	НС1	Ю	0,10	3,23x2,70	8,72	3,66	1,0	50,0	1,05	131	887	147	1123
		ОК	Ю	0,10	1,50x1,50	2,25	1/1,58	1,0	50,0	1,10	196			
		НС3	З	0,10	5,44x2,70	14,69	3,66	1,0	50,0	1,10	221			
		ВК	-	-	2,06x2,70 1,80x2,70	10,42	0,19	1,0	3,0	1,00	165			
906	22	НС1	Ю	0,10	3,23x2,90	9,37	3,66	1,0	50,0	1,10	141	887	147	1291
		ОК	Ю	0,10	1,50x1,50	2,25	1/1,58	1,0	50,0	1,10	196			
		НС3	З	0,10	5,44x2,90	15,78	3,66	1,0	50,0	1,10	237			
		ПК	-	-	2,88x5,09 0,95x1,80	16,37	5,30	1,0	50,0	1,00	154			
107	22	НС4	С	0,15	3,23x3,11	10,05	3,66	1,0	50,0	1,15	158	939	155	1533
		ОК	С	0,15	1,50x1,50	2,25	1/1,58	1,0	50,0	1,15	204			
		НС3	З	0,10	5,74x3,11	17,85	3,66	1,0	50,0	1,10	268			
		ПЛ	-	-	2,88x5,39 0,95x1,10	16,57	4,17	0,6	50,0	1,00	119			
207-807	22	НС4	С	0,15	3,23x2,70	8,72	3,66	1,0	50,0	1,15	137	939	155	1358
		ОК	С	0,15	1,50x1,50	2,25	1/1,58	1,0	50,0	1,15	204			
		НС3	З	0,10	5,74x2,70	15,50	3,66	1,0	50,0	1,10	233			
907	22	НС4	С	0,15	3,23x2,90	9,37	3,66	1,0	50,0	1,15	147	939	155	1541
		ОК	С	0,15	1,50x1,50	2,25	1/1,58	1,0	50,0	1,15	204			
		НС3	З	0,10	5,74x2,90	16,65	3,66	1,0	50,0	1,10	250			
		ПК	-	-	2,88x5,39 0,95x1,10	16,57	5,30	1,0	50,0	1,00	156			
108	20	НС4	С	0,10	3,24x3,11	10,08	3,66	1,0	48,0	1,10	145	1219	210	1524
		ОК	С	0,10	1,50x1,80	2,7	1/1,58	1,0	48,0	1,00	225			
		ПЛ	-	-	3,24x6,48	21,00	4,17	0,6	48,0	1,00	145			
208-808	20	НС4	С	0,10	3,24x2,70	8,75	3,66	1,0	44,8	1,10	118	1124	210	1512
		ОК	С	0,10	1,50x0,90	1,35	1/1,58	1,0	44,8	1,10	105			
		БДГЧ	С	0,10	-	0,66	1/0,98	1,0	44,8	1,10	32			
		БДОЧ	С	0,10	-	1,32	1/5,28	1,0	44,6	1,10	343			
908	20	НС4	С	0,10	3,24x2,90	9,40	3,66	1,0	44,8	1,10	127	1124	210	1711
		ОК	С	0,10	1,50x0,90	1,35	1/1,58	1,0	44,8	1,10	105			
		БДГЧ	С	0,10	-	0,66	1/0,98	1,0	44,8	1,10	32			

13.04.01.2018.281.01 ПЗ

Продолжение таблица 5.3

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15
		БДОЧ	С	0,10	-	1,32	1/5,28	1,0	44,8	1,10	343			
		ПК	-	-	3,24x6,48	21,00	5,30	1,0	48,0	1,00	190			
109	20	НС4	С	0,10	2,76x3,11	8,58	3,66	1,0	48,0	1,10	124	620	111	992
		ОК	С	0,10	1,50x1,50	2,25	1/1,58	1,0	48,0	1,10	187			
		ПЛ	-	-	3,87x2,76 2,61x2,76	17,88	4,17	0,6	48,0	1,00	124			
		СІк	-	-	1,46x3,11	4,54	0,19	1,0	4,0	1,00	48			
209-809	20	НС4	С	0,10	2,76x2,70	7,45	3,66	1,0	44,8	1,10	100	572	111	777
		ОК	С	0,10	1,50x1,50	2,25	1/1,58	1,0	44,8	1,10	175			
		СІк	-	-	1,46x2,70	3,94	0,19	1,0	4,0	1,00	41			
909	20	НС4	С	0,10	2,76x2,90	8,00	3,66	1,0	44,8	1,10	108	572	111	951
		ОК	С	0,10	1,50x1,50	2,25	1/1,58	1,0	44,8	1,10	175			
		ПК	-	-	3,87x2,76 2,61x2,76	17,88	5,30	1,0	48,0	1,00	162			
		СІк	-	-	1,46x2,90	4,23	0,19	1,0	4,0	1,00	45			
110	22	НС4	С	0,15	3,53x3,11	10,98	3,66	1,0	50,0	1,15	172	853	141	1251
		ОК	С	0,15	1,50x1,50	2,25	1/1,58	1,0	50,0	1,15	204			
		НС4*	З	0,10	1,13x3,11	3,51	3,66	1,0	50,0	1,10	53			
		ПЛ	-	-	3,18x0,78 3,30x3,52 1,22x3,09	17,87	4,17	0,6	50,0	1,00	129			
		ВК	-	-	1,60x3,11	4,98	0,19	1,0	3,0	1,00	79			
		СІк	-	-	1,22x3,11	3,79	0,19	1,0	6,0	1,00	60			
210-810	22	НС4	С	0,15	3,53x2,70	9,53	3,66	1,0	50,0	1,15	150	853	141	1096
		ОК	С	0,15	1,50x1,50	2,25	1/1,58	1,0	50,0	1,15	204			
		НС4*	З	0,10	1,13x2,70	3,05	3,66	1,0	50,0	1,10	46			
		ВК	-	-	1,60x2,70	4,32	0,19	1,0	3,0	1,00	68			
		СІк	-	-	1,22x2,70	3,29	0,19	1,0	6,0	1,00	52			
910	22	НС4	С	0,15	3,53x2,90	10,24	3,66	1,0	50,0	1,15	161	853	141	1278
		ОК	С	0,15	1,50x1,50	2,25	1/1,58	1,0	50,0	1,15	204			
		НС4*	З	0,10	1,13x2,90	3,28	3,66	1,0	50,0	1,10	49			
		ПК	-	-	3,18x0,78 3,30x3,52 1,22x3,09	17,87	5,30	0,6	50,0	1,00	169			
		ВК	-	-	1,60x2,90	4,64	0,19	1,0	3,0	1,00	73			

13.04.01.2018.281.01 ПЗ

Продолжение таблица 5.3

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15
		СІк	-	-	1,22x2,90	3,54	0,19	1,0	6,0	1,00	56			
111	22	НС4	С	0,15	3,23x3,11	10,05	3,66	1,0	50,0	1,15	158	775	128	1143
		ОК	С	0,15	1,50x1,50	2,25	1/1,58	1,0	50,0	1,15	204			
		НС4*	В	0,15	1,13x3,11	3,51	3,66	1,0	50,0	1,15	55			
		ПЛ	-	-	2,88x0,78 3,00x3,52 0,92x3,09	15,65	4,17	0,6	50,0	1,00	113			
		ВК	-	-	1,60x3,11	4,98	0,19	1,0	3,0	1,00	79			
		СІк	-	-	0,92x3,11	2,86	0,19	1,0	6,0	1,00	45			
211-811	22	НС4	С	0,15	3,23x2,70	8,72	3,66	1,0	50,0	1,15	137	775	128	1007
		ОК	С	0,15	1,50x1,50	2,25	1/1,58	1,0	50,0	1,15	204			
		НС4*	В	0,15	1,13x2,70	3,05	3,66	1,0	50,0	1,15	48			
		ВК	-	-	1,60x2,70	4,32	0,19	1,0	3,0	1,00	68			
911	22	СІк	-	-	0,92x2,70	2,48	0,19	1,0	6,0	1,00	39	775	128	1166
		НС4	С	0,15	3,23x2,90	9,37	3,66	1,0	50,0	1,15	147			
		ОК	С	0,15	1,50x1,50	2,25	1/1,58	1,0	50,0	1,15	204			
		НС4*	В	0,15	1,13x2,90	3,28	3,66	1,0	50,0	1,15	51			
		ПК	-	-	2,88x0,78 3,00x3,52 0,92x3,09	4,17	5,30	1,0	50,0	1,00	148			
		ВК	-	-	1,60x2,90	4,64	0,19	1,0	3,0	1,00	73			
112	20	СІк	-	-	0,92x2,90	2,67	0,19	1,0	4,0	1,00	42	622	107	999
		НС4	С	0,10	2,77x3,11	8,61	3,66	1,0	48,0	1,10	124			
		ОК	С	0,10	1,50x1,50	2,25	1/1,58	1,0	48,0	1,00	188			
		ПЛ	-	-	3,87x2,77 2,61x2,77	17,95	4,17	0,6	48,0	1,00	124			
212-812	20	НС4	С	0,10	2,77x2,70	7,48	3,66	1,0	44,8	1,10	101	574	107	785
		ОК	С	0,10	1,50x1,50	2,25	1/1,58	1,0	44,8	1,10	175			
		СІк	-	-	1,47x2,70	3,97	0,19	1,0	4,0	1,00	42			
912	20	НС4	С	0,10	2,77x2,90	8,03	3,66	1,0	44,8	1,10	108	574	107	965
		ОК	С	0,10	1,50x1,50	2,25	1/1,58	1,0	44,8	1,10	175			
		ПК	-	-	3,87x2,77 2,61x2,77	17,95	5,30	1,0	48,0	1,00	170			
		СІк	-	-	1,47x2,90	4,26	0,19	1,0	4,0	1,00	45			

13.04.01.2018.281.01 ПЗ

Изм.	
Лист	
№ докум.	
Подпись	
Дата	
Лист	29

Продолжение таблица 5.3

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	
113	20	НС4	С	0,10	3,24x3,11	10,08	3,66	1,0	48,0	1,10	145	1219	210	1524	
		ОК	С	0,10	1,50x1,80	2,7	1/1,58	1,0	48,0	1,00	225				
		ПЛ	-	-	3,24x6,48	21,00	4,17	0,6	48,0	1,00	145				
213-813	20	НС4	С	0,10	3,24x2,70	8,75	3,66	1,0	44,8	1,10	118	1124	210	1512	
		ОК	С	0,10	1,50x0,90	1,35	1/1,58	1,0	44,8	1,10	105				
		БДГЧ	С	0,10	-	0,66	1/0,98	1,0	44,8	1,10	32				
		БДОЧ	С	0,10	-	1,32	1/5,28	1,0	44,6	1,10	343				
913	20	НС4	С	0,10	3,24x2,90	9,40	3,66	1,0	44,8	1,10	127	1124	210	1711	
		ОК	С	0,10	1,50x0,90	1,35	1/1,58	1,0	44,8	1,10	105				
		БДГЧ	С	0,10	-	0,66	1/0,98	1,0	44,8	1,10	32				
		БДОЧ	С	0,10	-	1,32	1/5,28	1,0	44,8	1,10	343				
		ПК	-	-	3,24x6,48	21,00	5,30	1,0	48,0	1,00	190				
114	22	НС4	С	0,15	3,23x3,11	10,05	3,66	1,0	50,0	1,15	157	939	155	1544	
		ОК	С	0,15	1,50x1,50	2,25	1/1,58	1,0	50,0	1,15	204				
		НС2	В	0,15	5,74x3,11	17,85	3,66	1,0	50,0	1,15	280				
		ПЛ	-	-	2,88x5,39 0,95x1,10	16,57	4,17	0,6	50,0	1,00	119				
214-814	22	НС4	С	0,15	3,23x2,70	8,72	3,66	1,0	50,0	1,15	137	939	155	1368	
		ОК	С	0,05	1,50x1,50	2,25	1/1,58	1,0	50,0	1,15	204				
		НС2	В	0,15	5,74x2,70	15,50	3,66	1,0	50,0	1,15	243				
914	22	НС4	С	0,15	3,23x2,90	9,37	3,66	1,0	50,0	1,15	147	939	155	1552	
		ОК	С	0,15	1,50x1,50	2,25	1/1,58	1,0	50,0	1,15	204				
		НС2	В	0,15	5,74x2,90	16,65	3,66	1,0	50,0	1,15	261				
		ПК	-	-	2,88x5,39 0,95x1,10	16,57	5,30	1,0	50,0	1,00	156				
															∑ 148517

13.04.01.2018.281.01 ПЗ

Условные обозначения:

- НС – наружная стена;
- ОК – окно;
- ПЛ – пол;
- ПК – потолок;
- ВК – ванная комната;
- БДГЧ – балконная дверь, глухая часть;
- БДОЧ – балконная дверь, остекленная часть;
- С* – стена на лестницу;
- Ск – стена на лестничную площадку.

5.6 Выбор и обоснование схемного решения системы отопления

Выбор принципиального схемного решения для объекта проектирования осуществляется исходя из конструктивных особенностей здания и тепловой нагрузки на систему отопления.

Принимаем однотрубную систему отопления, так как двухтрубная система отопления имеет сложную гидравлическую увязку при этажности более 5-и этажей. Так как здание не имеет чердачного перекрытия, принимаем к установке однотрубную систему отопления с нижней разводкой магистралей и тупиковым движением теплоносителя.

К установке принимаем радиатор стальной панельного типа РСГ-2 – однорядный.

Приборные узлы выполняем с замыкающим участком с установкой на нижней подводке трехходового крана, для регулирования мощности непосредственно у потребителя.

Выпуск воздуха осуществляем при помощи воздухоотводчиков (кран Маевского), установленных перед прибором на последнем этаже на стояках с транзитным ходом.

Уклон магистралей принимаем на подающих магистралях от воздухоотводчиков, для облегчения выхода воздуха.

Для отопления лестничной клетки принимаем отдельный стояк с проточным приборным узлом.

Выбор количества секций отопительного приборов приведена в таблица (5.4).

						<i>13.04.01.2018.281.01 ПЗ</i>	<i>Лист</i>
<i>Изм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Подпись</i>	<i>Дата</i>			31

Таблица 5.4 - Тепловой расчет отопительных приборов

№ Помещения	Теплопотери помещения Q_{n_i} , Вт	Тип прибора
1	2	3
101	1200	РГС2-1-6
201-801	1118	РГС2-1-6
901	1286	РГС2-1-6
102	1310	РГС2-1-7
202-802	1279	РГС2-1-6
902	1488	РГС2-1-7
103	1064	РГС2-1-5
203-803	857	РГС2-1-3
903	1003	РГС2-1-4
104	1061	РГС2-1-4
204-804	855	РГС2-1-2
904	1003	РГС2-1-34
105	1310	РГС2-1-7
205-805	1279	РГС2-1-6
905	1489	РГС2-1-9
106	1269	РГС2-1-5
206-806	1123	РГС2-1-4
906	1291	РГС2-1-6
107	1533	РГС2-1-9
207-807	1358	РГС2-1-8
907	1541	РГС2-1-9
108	1524	РГС2-1-9
208-808	1512	РГС2-1-9
908	1711	РГС2-1-9
109	992	РГС2-1-4
209-809	777	РГС2-1-2
909	951	РГС2-1-3
110	1251	РГС2-1-6
210-810	1096	РГС2-1-5
910	1278	РГС2-1-6
111	1143	РГС2-1-5
211-811	1007	РГС2-1-4
911	1166	РГС2-1-5
112	999	РГС2-1-3
212-812	785	РГС2-1-2
912	965	РГС2-1-3
113	1524	РГС2-1-9
213-813	1512	РГС2-1-9
913	1711	РГС2-1-9
114	1544	РГС2-1-9
214-814	1368	РГС2-1-7
914	1552	РГС2-1-9

Для отопления лестничной клетки предусмотрен отдельный стояк с проточным приборным узлом. Отопительный прибор – трубы отопительные чугунные ребристые. К установке принят 2 последовательно соединенные трубы отопительные чугунные ребристые (ТР-1,5) с $Q_{\text{ном}} = 1164$ Вт.

5.7 Расчет тепловой нагрузки на горячее водоснабжение

$$Q_{\text{ГВС}} = 1,2 \rho g_u U (t_z - t_c) T, \text{ Вт}$$

где c – удельная теплоемкость воды, $c=4190$ Дж/(кг·°С); ρ – плотность воды, $\rho = 1000$ кг/м³; g_u – средняя в сутки норма расхода горячей воды на единицу измерения потребителя, м³/(сутки. ед), принимаемый по [1]; U – количество единиц измерения потребителя (180 человек); t_z – температура горячей воды в точке водоразбора, °С; t_c – температура холодной воды в отопительный период, °С; T – время потребления горячей воды в течение суток, с/сут.

$$Q_{\text{ГВС}} = 1,2 \cdot 4190 \cdot 1000 \cdot 0,12 \cdot 180 (60 - 5) / 12 \cdot 3600 = 138270 \text{ Вт}$$

					<i>13.04.01.2018.281.01 ПЗ</i>	<i>Лист</i>
						39
<i>Изм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Подпись</i>	<i>Дата</i>		

6 ИСТОЧНИК ТЕПЛОСНАБЖЕНИЯ-ТЕПЛОВОЙ НАСОС

6.1 Экономика возобновляемой энергетики

С точки зрения экономики, учёт плюсов и минусов систем возобновляемой энергетики можно наглядно представить как два совмещённых графика. На этом рисунке, для примера, показана сравнительная экономическая оценка двух условных систем отопления система котла, работающего на дизельном топливе и система теплового насоса (Рисунок 6.1).

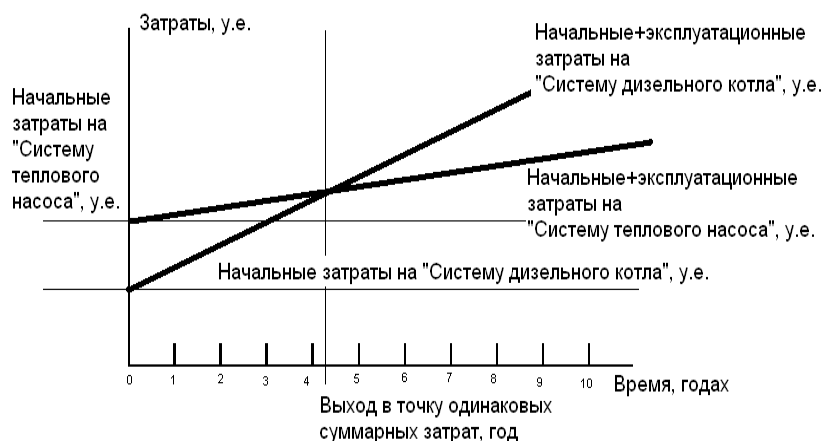


Рисунок 6.1 – Сравнительная экономическая оценка двух условных систем отопления

Все без исключения расходы по двум случаям возможно разделить на:

1. начальные (единовременные) – это стабильные первоначальные расходы на проектирование, приобретение оснащения, вспомогательных аксессуаров и установка.

2. эксплуатационные – это переменные (регулярно возрастающие по времени) расходы на горючее, электрическую энергию, восстановление и оплату работы эксплуатационному штату (в случае если необходимо).

3. суммарные – это переменные (регулярно возрастающие по времени) расходы, которые считаются суммой первых 2-ух.

Из рисунка очевидно, что существует особенная точка на оси времени, когда суммарные расходы двух систем приравниваются, и далее собственник системы возобновляемой энергетики начинает экономить ресурсы. От чего находится в зависимости экономия:

- от различия в первоначальных затратах двух систем;
- от различия в рабочих расходах двух систем.

По этому примеру возможно отметить, что:

- выход в точку окупаемости совершается за ~ 4,2 года;
- несмотря на то, что первоначальные расходы теплового насоса в 2,5 раза больше, чем дизельного котла, рабочие затраты последнего (цена дизельного горючего, его доставки на объект, восстановление и т.д.) больше, нежели у теплово-

го насоса.

Необходимо оговориться, что проанализированный план составлен с учётом современных тарифов на горючее и электрическую энергию, а кроме того современных цен на спецоборудование. К огорчению, начальные расходы на его получение достаточны возвышенны и обусловлены не столько законами себестоимости, сколько аппетитами поставщиков. В связи с постоянным повышением стоимости на энергоносители и повышением спроса на альтернативную энергетику – цена оснащения будет стремительными темпами подходить к реальной.

Хотя в реальных вариантах графики бывают различные, правило оценки прямой финансовой производительности сохраняется.

При этом имеется еще несколько факторов, не сопряженных с экономикой непосредственно, однако которые также следует принимать во внимание при принятии решения по монтажу той либо другой системы:

- следует организовывать постоянную доставку горючего на объект;
- в России и мире стоимости на углеводородное горючее и электроэнергию увеличиваются каждый год;
- психологический дискомфорт, связанный с перебоями обычной электроэнергии на объекте обеспечения собственного объекта традиционным электро- и теплоснабжением.

При сформировавшемся уровне стоимости на энергоносители топливные насосы по экономичности уступают пока лишь газовым котлам, находясь на порядок неприхотливее в эксплуатации, однако значительно выигрывают у жидкотопливных и электрических (Таблица 6.1).

Таблица 6.1 - Годовые затраты на отопление 1 м² площади дома разными системами

Тип теплогенератора системы отопления	Теплота сгорания топлива	Годовая потребность	Цена энергоносителя	Стоимость энергоносителя, руб.	Затраты для дома S=300м ² , руб.
1	2	3	4	5	6
Жидкотопливный котел	10,2 $\frac{кВт}{л}$	20,2л	13,3 $\frac{руб}{л}$	268,7	80610
Электрический котел	–	191,5кВт	1,13 $\frac{руб}{кВт}$	2164	64920
Тепловой насос	–	67кВт·ч	1,13 $\frac{руб}{кВт}$	75,7	22713

Служат они по 15-20 лет до капитального ремонта. В перспективе, в связи с ростом цен на все виды топлива их лидерство обеспечено.

6.2 Общие сведения о тепловом насосе

Потребители тепла: система отопления; система горячего водоснабжения (ГВС); система подогрева бассейнов; система охлаждения; интегрированные системы (тепловой насос обеспечивает теплом системы отопления, горячего водоснабжения и охлаждения).

Постоянный рост цен на топливо делает актуальным внедрение энерго и ресурсосберегающих технологий. Одним из высокоэффективных средств, широко применяемых сегодня во всех экономически развитых странах для отопления и горячего водоснабжения, являются тепловые насосы.

По сравнению с централизованными системами отопления и горячего водоснабжения использование тепловых насосов имеет очевидные преимущества. Главное из них заключается в том, что не надо прокладывать протяженные теплотрассы. В чрезвычайно изношенных городских распределительных сетях сегодня теряется до 40 процентов, а в сельской местности — практически половина производимого в котельных тепла. Добавьте сюда еще дымовые выбросы и горы угольного шлака, и станет очевидно, что прежняя система отопления и снабжения горячей водой не совсем совершенна. Тепловые насосы размещаются в непосредственной близости от теплопотребителей — в подвалах зданий, пристройках и т.д. Все производимое ими тепло практически без потерь доходит по назначению, при этом отсутствуют вредные выбросы в окружающую среду. Можно смело утверждать, что эта система теплоснабжения — одна из экологически чистых энергосберегающих технологий третьего тысячелетия.

Теплонасос — это, образно говоря, «холодильник наоборот». Для холодильной машины конечным продуктом является холод (отбор тепла от пищевых продуктов), для теплового насоса — тепло, способное нагреть до требуемой температуры (50-60° С) воду в системе отопления и горячего водоснабжения. При этом «топливом» для теплового насоса служит возобновляемое или сбросное тепло низкого температурного потенциала — до +20° С (артезианская вода, сточные воды, тепло грунта и т. д.), которое при этих температурах не имеет коммерческой

Экономическая выгода от применения тепловых насосов заключается как раз в том, что такое низкопотенциальное тепло становится продуктом, имеющим цену.

Как техническое устройство тепловой насос сродни холодильным машинам. Они, как известно, отбирают тепло от более холодного и передают его более горячему. В естественных условиях, в природе такой процесс самопроизвольно возникнуть не может. Чтобы его запустить, необходимо произвести некоторую работу. В парокомпрессионных холодильных и тепловых насосных машинах такую работу совершает компрессор, а в машинах абсорбционного типа — внешний источник более высокого температурного потенциала (водяной пар, тепло от сгорания природного газа и т.д.).

										Лист
										42
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата	13.04.01.2018.281.01 ПЗ					

Наибольшее распространение получили тепло насосы парокompрессионного типа, в которых перенос тепла осуществляется хладоном. Он отбирает тепло от низкопотенциального источника (5-20°C) и за счет сжатия в компрессоре преобразует его в тепло более высоком температурном потенциале (до 50-60° C). Выгода в том, что на каждые 4-5 киловатт вырабатываемых насосом тепла требуется затратить только один киловатт электроэнергии. А значит, и платить надо только за один этот киловатт, а 3-4 киловатта получаются из низкопотенциального тепла, за которое денег, во всяком случае, пока, не берут. Тепловые насосы -это серьезная наукоемкая техника с высокой степенью автоматизации. Однако, малая себестоимость тепла, вырабатываемого теплонасосами, при существующем соотношении цен на электроэнергию и тепло обычно обеспечивает окупаемость этих машин в течение 2-4 лет.

Тепловая энергия постоянно дорожает. Высокие затраты энергии на производстве влекут за собой высокую себестоимость конечной продукции. Есть два основных пути снижения затрат на тепловую энергию. Первый путь состоит в снижении потребления энергетических ресурсов. Их эффективное использование помогает промышленным и сельскохозяйственным предприятиям в конкурентной борьбе на рынке производства товаров. Для этого производится теплоизоляция зданий, используются современные энергосберегающие алгоритмы работы систем отопления.

Второй путь заключается в использовании для отопления альтернативных источников энергии. Одним из таких источников энергии, точнее, одним из инструментов добычи тепловой энергии нестандартным способом, является тепловой насос. Он позволяет получать тепло без сжигания невозвращаемых источников энергии. Есть два основных варианта использования теплового насоса. В первом случае применяемое на предприятии устройство подбирается таким образом, чтобы гарантированно покрывать абсолютно все возможные потребности в тепле. Во втором случае энергия, полученная с помощью теплового насоса или системы тепловых насосов, покрывает от 20 до 60 процентов потребности в зимнее время и от 50 до 95 потребности в остальное время.

Производственная деятельность на предприятиях, как правило, связана с выработкой большого количества тепла, которое в основном теряется. Градирни, компрессорные установки, чиллеры и прочее могут стать источником энергии, которую утилизирует тепловой насос. При вентиляции помещений нагретый воздух выбрасывается в атмосферу, при этом тепло отработанного воздуха зачастую безвозвратно теряется. Энергии, вырабатываемой в процессе работы промышленного предприятия, хватит на отопление целого микрорайона.

Тепло вырабатываемое продуктовым супермаркетом способно полностью обеспечить его потребности в обогреве помещений и горячем водоснабжении. Это все является ресурсом для работы теплового насоса и последующего использования полученного тепла для обеспечения собственных нужд предприятия. Например, если в производственном цикле используется вода или пар, то предварительный нагрев также можно осуществлять с помощью теплового насоса. Или ис-

					<i>13.04.01.2018.281.01 ПЗ</i>	<i>Лист</i>
<i>Изм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Подпись</i>	<i>Дата</i>		43

пользовать полученное тепло для отопления и обеспечения горячей водой.

Наиболее часто используемые источники тепла, используемые предприятиями для работы тепловых насосов это:

Системы вентиляции.

Тепло от работы холодильников.

Оборотная вода.

Тепло технической воды.

Тепло морской воды.

Тепло шахтной воды.

Тепло канализационных стоков.

Грунт.

Стоимость и окупаемость

Тепловые насосы это достаточно дорогие устройства. Поэтому использование той или иной модели определяется сроком окупаемости. Чем более энергозатратным является предприятие, тем меньше будет срок окупаемости. Вторым определяющим фактором являются задачи, которые будет выполнять установка. Как правило срок окупаемости промышленного теплового насоса составляет 2-3 года.

Представленные в таблице модели охватывают практически весь спектр потребностей утилизации тепла промышленных, сельскохозяйственных и торговых предприятий, а также офисных и общественных помещений.

К недостаткам тепловых насосов, используемых для отопления и горячего водоснабжения, следует отнести большую стоимость установленного оборудования.

При выборе чего либо человек обычно опирается на опыт. Наш многолетний опыт в данной сфере позволяет делать выбор только качественного оборудования, которое мы поставляем нашим клиентам и предоставляем гарантию.

Промышленные тепловые насосы специализируются на эффективной утилизации вторичного тепла из производственных процессов. Тепловая энергия может быть восстановлена из воды, используемой при охлаждении в производстве, из сточных вод, выхлопных газов, горячего воздуха и тепла, образуемого при охлаждении и т.п.

Промышленные тепловые насосы используют теряемое прежде вторичное тепло с высокой эффективностью (нормальный коэффициент преобразования электроэнергии в тепловую, или COPh, для корректно подобранного под процесс теплового насоса находится в диапазоне 4 — 8), нагревая воду или воздух до 40-80°C. Восстановленная энергия может быть направлена вновь для производственных процессов, для ГВС и обогрева помещений или для муниципальных теплосетей — возможны различные варианты.

Рост стоимости энергоносителей, а особенно для коммерческих, промышленных и других организаций является большой проблемой, особенно в последние годы. Расходы на отопление и охлаждение занимают все большую долю в эксплуатационных расходах, поэтому использование возобновляемых источников энергии должны снизить инвестиционные риски. Для построения наиболее эффективных с минимальными эксплуатационными затратами систем для отопления

									Лист
									44
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата	13.04.01.2018.281.01 ПЗ				

и кондиционирования являются тепловые насосы нового поколения.

Мы занимаемся установкой тепловых насосов «под ключ», разработкой комплексных решений, монтажом, гарантийным и сервисным обслуживанием промышленных, полупромышленных тепловых насосов любых других производителей различной мощности.

Промышленный тепловой насос — это инвестиция с коротким сроком окупаемости. Уже через год Вы сможете увидеть экономию до 85% в затратах на энергоносители, с заметным снижением уровня выбросов углекислого газа в атмосферу.

Вторичное бросовое тепло может быть утилизировано из разнообразных процессов.

За счет использования теплового насоса можно вырабатывать не только полезное тепло, но и повышать производительность промышленных систем охлаждения.

Особенности:

высокие суммарные коэффициенты преобразования энергии за счет производства полезного тепла и холода в одной установке;

обеспечение предприятий дешевой горячей водой для ГВС и отопления;

повышение производительности промышленных холодильных установок за счет выработки холода для ледяной/холодной воды на контуре испарения теплового насоса;

снижение нагрузки на котельные по выработке горячей воды, существенное понижение уровня выбросов CO₂ в атмосферу;

Полученная энергия используется для ГВС и отопления, как централизованное решение для обслуживания нескольких зданий.

В нашей стране главным изготовителем тепловых насосов в течение 15 минувших лет считается ЗАО «Энергия», г. Новосибирск. На её счету 126 запущенных близком зарубежье, что составляет 84% от единого количества тепловых насосов, изготовленных в нашей стране. Общая термическая мощность их составляет приблизительно 54 мегаватт. Данные конструкции сконцентрированы на наиболее разных объектах - на промышленных фирмах, в аграрных хозяйствах, того наиболее разнообразные виды низкотемпературного тепла - артезианские скважины, водоводы, тепло градирен, оборотную воду на производственных зонах.

6.3 Принцип действия теплового насоса

Теоретическая база теплового насоса – это термодинамические циклы – кольцевые движения в термодинамике, т.е. такие движения, в которых первоначальные и окончательные характеристики, определяющие положение рабочего тела (влияние, объём, температура, энтропия) схожи. Термодинамические циклы применяются в термических машинах для превращения термической энергии в механическую работу, а кроме того для охлаждения/нагрева при применении противо-

										Лист
										45
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата	13.04.01.2018.281.01 ПЗ					

положительного цикла. Термическая машина состоит из рабочего тела, которое и проходит оборот нагревателя морозильника с помощью которых изменяется состояние (Рисунок 6.2).

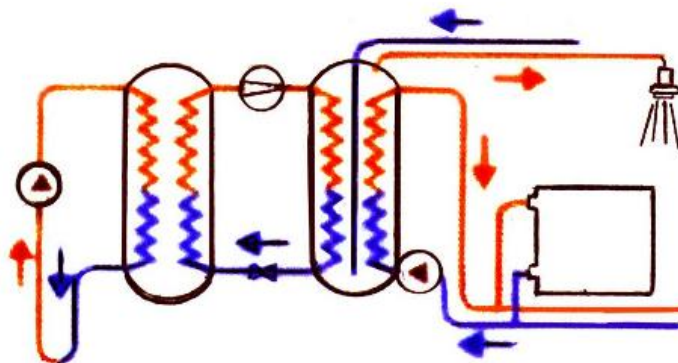


Рисунок 6.2 – Схема контуров теплового насоса

Тепловой насос состоит из трёх контуров: так именуемого земляного (действительно это может быть атмосферный, водяной либо грунтовый контур), внутреннего и отопительного. В земляном контуре совершается подбор тепла (в различных модификациях тепловых насосов температура земляного контура от -13 до $+5^{\circ}\text{C}$), которое внутренний контур «перекачивает», превращая его на подаче в отопительном контуре в температуру $55-65^{\circ}\text{C}$ с помощью рабочего тела хладагента (Рисунок 6.3).

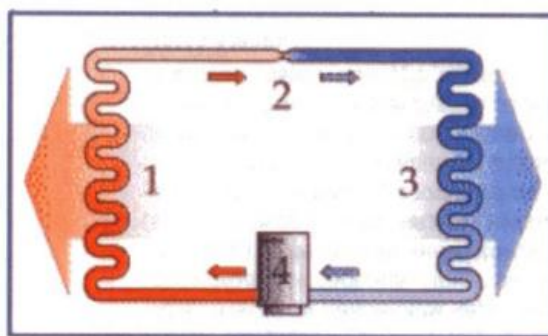


Рисунок 6.3 – Схема теплового насоса

1 – конденсатор; 2 – дроссельный клапан; 3 – испаритель; 4 – компрессор

Общая модель показывает принцип работы системы. Чтобы проще понять весь процесс, будем исходить от простого к сложному. Сначала представим замкнутый контур с газом, приводимым в движение компрессором. Добавив расширительный клапан, в системе будет образовано две области: с повышенным и пониженным давлением. Будучи сжимаемым, газ нагревается, а при снижении давления – охлаждается. Причём наиболее высокая температура газа отмечается сразу при выходе из компрессора, а самая низкая температура газа в системе – в точке выхода из расширительного клапана. Добавив в систему два теплообменника, с одной стороны нагретый газ через теплообменник-конденсатор будет часть тепла отдавать потребителю, с другой – уже охлаждённый посредством теплообменни-

ка-испарителя будет поглощать тепло от внешнего источника. Эта модель обладает функциями теплового насоса. Полноценный вид ТН представляет собой после подключения к источнику низкотемпературного тепла (геотермальным зондам) и системе отопления (радиаторам, тёплым полам и стенам). В промежуточном контуре циркулирует охлаждающая жидкость (хладагент), температура кипения которого чуть выше $-5\text{ }^{\circ}\text{C}$. В одной части цикла он представляет собой жидкость, а в другой – газ. Обычно используется фреон. Первоначально он находится в жидком состоянии. По мере нагревания его температура поднимается. Нагреваясь, фреон превращается в газ с температурой около пяти градусов. Далее по цепи газ поступает в компрессор, сжимающий его. В результате на выходе выделяется максимально возможное для установки количество тепла (от $+35$ до $+60-65^{\circ}\text{C}$). После горячий газ поступает в конденсатор, где происходит передача тепла от теплоносителя контурам системы обогрева помещения. Отдав большую часть тепловой энергии, газообразный фреон поступает в расширительный клапан. Проходя через этот вентиль, резко падает давление и температура, значения которых в точке выхода из клапана имеют наименьшие значения в цикле

6.4 Выбор холодильного агента

Для результативной работы теплонасосной конструкции выбор рабочего вещества имеет основное значение. К хладагенту в теплонасосной конструкции предъявляются такие же условия к физическим и хим свойствам, как и в морозильных машинах.

Идеальное рабочее вещество характеризуется:

- химической устойчивостью;
- химической инертностью, по отношению к конструкционным материалам и трансмиссионным маслам;
- невоспламеняемостью;
- низкой ценой;
- нетоксичностью;
- низким давлением конденсации;
- низким давлением кипения;
- высокой отдачей холодильного цикла.

В холодильных установках, применявшихся с середины XVIII и начала XX веков, в качестве хладагентов применяли воду, воздух, диэтиловый и метиловый эфиры, аммиак, двуокись углерода, сернистый ангидрид, метилхлорид и др.

В 1928 году Томас Миджли открыл новый хладагент — дихлордифторметан, относящийся к группе хлорфторуглеродов (ХФУ), обладающий практически оптимальными для хладагентов свойствами. Он имел необходимую температуру кипения, был неядовитым и негорючим, не имел тяжёлого запаха. В 1930 г. компанией «Кинетик Кениканз Инк» (США) были выпущены первые партии дихлордифторметана, эта же компания ввела в обращение торговое наименование ФРЕОН® 12.

						<i>Лист</i>
					<i>13.04.01.2018.281.01 ПЗ</i>	47
<i>Изм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Подпись</i>	<i>Дата</i>		

Обозначение хладагента буквой R (Refrigerant — охладитель, хладагент), так же как наименование ФРЕОН, стало общепринятым. Фреоны (хладоны) – техническое название группы насыщенных алифатических фторсодержащих углеводородов. Кроме атомов фтора, в молекулах фреонов содержатся обычно атомы хлора. Фреоны – бесцветные газы или жидкости, без запаха.

С 1935 г. было организовано производство хладагента R22, относящегося к группе гидрохлорфторуглеродов (ГХФУ). В 1950 г. для систем кондиционирования получен азеотропный смесевой хладагент R500, по холодопроизводительности превосходящий R12. В состав R500 вошли хладагенты R12 и R152a, где R152a оказался первым, не содержащим хлор, галогенизированным углеводородом. Технология смешения хладагентов привела к появлению в 1952 г. смесевого хладагента R502, заменившего R22 в низкотемпературных холодильных установках.

К 80-м годам, когда ученые ряда стран начали заниматься вопросами изучения влияния ХФУ и ГХФУ на окружающую среду, эти хладагенты стали предметом беспокойства в связи с возникшими глобальными проблемами: повышением парникового эффекта и возможным разрушением озонового слоя. Дальнейшим важным шагом в решении этой проблемы стало подписание всеми индустриальными странами Монреальского протокола в 1987 г. В 1986 г. суммарное производство фреонов составляло 1,123 млн т (на долю США приходилось 30 %, Европы 20 %, России и Японии по 10 %).

Для замены R12 с начала 90-х годов основными мировыми производителями химической продукции был разработан и выпускается однокомпонентный озонобезопасный хладагент R134a. В дальнейшем были разработаны озонобезопасные сервисные смеси, относящиеся к группе гидрофторуглеродов (ГФУ) (R404A, R407C и др.). Для снижения эксплуатационных затрат были получены смесевые хладагенты группы гидрохлорфторуглеродов (ГХФУ).

В последние годы холодильная промышленность активно ищет замену хладагентам группы ГХФУ. Особенно остро этот вопрос стоит в США, где хладагенты группы ГХФУ используются в большинстве систем централизованного кондиционирования и тепловых насосов, а также во многих холодильных системах.

По степени озоноразрушающей активности озонового слоя Земли галоидопроизводные углеводороды разделены на 3 группы:

Хлорфторуглероды ХФУ (CFC) — Обладают высокой озоноразрушающей активностью. Хладагенты этого типа включают: R11, R12, R13, R113, R114, R115, R500, R502, R503, R12B1, R13B1.

Гидрохлорфторуглероды ГХФУ (HCFC) — Это хладагенты с низкой озоноразрушающей активностью. К ним относятся: R21, R22, R141b, R142b, R123, R124.

Гидрофторуглероды ГФУ (HFC), фторуглероды ФУ (FC), углеводороды (HC). Не содержащие хлора хладагенты, считаются полностью озонобезопасными. Таковыми являются хладагенты R134, R134a, R152a, R143a, R125, R32, R23, R218, R116, RC318, R290, R600, R600a, R717 и др.

В настоящее время, как правило, в качестве хладагента в тепловых насосах «воздух-вода» применяется азеотропная смесь R410a, однако уже разработаны

										Лист
										48
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата						

13.04.01.2018.281.01 ПЗ

тепловые насосы, использующие R290 (пропан) и CO₂ (диоксид углерода).

В состав R410A входят равные доли дифторметана и пентафторэтана, при этом хлор (главное вещество-разрушитель озона) не добавляется ни в один из этих компонентов. В этой связи, фреон R410A относят к списку разрешённых «Монреальским протоколом» веществ.

Зеотропные и азеотропные хладагенты — это смеси отдельных хладагентов с различными параметрами.

Азеотропная смесь — это механическая смесь двух или более хладагентов, которые при правильных пропорциях составляют хладагент с одной температурой кипения, отличной от температур кипения отдельных составляющих. Азеотропная смесь кипит при постоянной температуре, сохраняя такой же состав пара, как и у жидкости. Параметры азеотропной смеси являются противоположными зеотропным хладагентам.

Зеотропная смесь — это механическая смесь хладагентов с различными температурами насыщения при одном и том же давлении. Следовательно, при некоторых условиях хладагенты могут разделиться на составляющие.

Температуру насыщения считают такой температурой, при которой последняя капля жидкости смеси испаряется при данном давлении. Такую температуру называют точкой росы зеотропного хладагента. Также составляющие хладагента не конденсируются при одной температуре.

Температура насыщения конденсации — это температура, при которой последняя частица пара конденсируется при данном давлении. Такую температуру называют точкой начала кипения зеотропного хладагента.

В некоторых моделях тепловых насосов используется современный хладагент монокомпонентный газ R407c, он является зеотропной смесью, в которую входят следующие смеси в определенном процентном соотношении в виде R125 (25 %), R32 (23 %) и R134a (52 %). Каждый из них отвечает за обеспечение определенных свойств: первый – способствует увеличению производительности, второй — исключает возгорание, третий – определяет рабочее давление в контуре хладагента. При любых утечках хладагента, его фракции улетучиваются неравномерно и оптимальный состав меняется. Таким образом, при разгерметизации холодильного контура кондиционер нельзя просто дозаправить; остатки хладагента необходимо слить и заменить новым. Именно это и стало основным препятствием для распространения R407c.

Тепловые насосы на природном хладагенте, не разрушающем озоновый слой (ODP = 0), диоксиде углерода CO₂ – машины нового поколения. В мире уделяется пристальное внимание применению диоксида углерода (CO₂, R744) в качестве рабочего вещества холодильных машин и тепловых насосов.

R744 не горюч, не ядовит, не разрушает озоновый слой, имеет самый низкий среди применяемых рабочих веществ потенциал глобального потепления. Кроме того, он доступен в любых количествах и дешев.

6.5 Выбор источника низкопотенциального тепла

										Лист
										49
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата						

13.04.01.2018.281.01 ПЗ

Использование тепловых насосов постоянно потребует не только расходов энергии на привод, однако и дополнительных источников тепла. Доступным источником низкопотенциальной теплоты считается атмосферный воздух, который обширно применяют для небольших теплонасосных установок. Но невысокие значения температуры атмосферы, теплоемкости и коэффициента теплоотдачи не дает возможность достичь применимых характеристик энергетической производительности больших установок, в частности теплонасосных станций, к испарителям которых необходимо подводить крупные термические потоки.

Эффективность теплового насоса во многом находится в зависимости от выбора источника низкопотенциальной теплоты, так как увеличение производительности происходит при уменьшении разницы температуры конденсации и температуры кипения рабочего элемента.

Для нашего случая источником теплоты служит грунт.

Грунт как источник тепла

Диапазон температур приповерхностного $-5...+17$ °С грунта на глубине ок. 1 м.

Диапазон температур в более глубоких $+8...+12$ °С слоях (ок. 15 м)

Область применения рассольно-водяных $-5...+25$ °С тепловых насосов (S/W-WP).

Доступность

- круглогодично (ограничение по поверхности или формациям грунтов)

Возможность использования

- моновалентный режим
- бивалентный режим

Затраты на освоение

- грунтовой тепловой коллектор, грунтовые тепловые зонды и т.п.
- рассол на основе моноэтиленгликоля с классом опасности для воды WGK 1 (в целом для воды не опасен)

- трубопроводная система и циркуляционный насос
- земляные работы
- строительные мероприятия

Особо учитывать:

- свойства грунта
- погодные воздействия (регенерация)

Указания по расчету - грунт как источник тепла

Грунтовой тепловой коллектор должен быть рассчитан на холодильную мощность теплового насоса. При замене устаревшего теплового насоса на новую модель следует проверить мощность коллектора и, при необходимости, согласовать с новой холодильной мощностью.

Энергия, аккумулированная в грунте, поступает почти исключительно через его поверхностный слой. При этом основными поставщиками энергии являются осадки и солнечное излучение. Приток тепла изнутри земли менее $0,1$ Вт/м² и им можно пренебречь. Транспорт тепла в грунте осуществляется почти исключи-

										Лист
										50
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата	13.04.01.2018.281.01 ПЗ					

тельно за счет теплопроводности, причем коэффициент теплопроводности грунта увеличивается с повышением содержания влаги. Так же, как и теплопроводность, теплоаккумулирующая способность грунта определяется, главным образом, содержанием влаги в грунте. Замерзание содержащейся в грунте влаги приводит к заметному повышению количества

получаемой энергии, поскольку скрытая теплота таяния, составляющая ок. 0,09 кВтч/кг, очень высока. Таким образом, образование льда вокруг проложенных в грунте змеевиков вовсе не является недостатком.

6.6 Рассол – теплоноситель земляного контура

В качестве теплоносителя первичного – земляного контура чаще всего применяется рассольная жидкость.

Концентрация рассола. Во избежание обмерзания испарителя в воду на стороне источника тепла следует добавлять антифриз. При прокладке змеевиков в грунте температуры, возникающие в холодильном контуре, требуют защиты от замораживания при -14 °С. Применяется антифриз на основе моноэтиленгликоля. Концентрация рассола при прокладке в грунте составляет от 25% до, максимум,

Температура замерзания. Концентрация рассола определяется запланированным диапазоном рабочих температур (Рисунок 6.4).

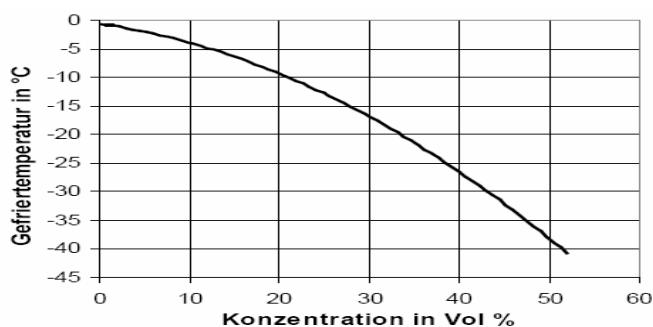


Рисунок 6.4 - Кривая замерзания смеси воды с моноэтиленгликолем в зависимости от концентрации

Заполнение установки. Заполнение установки должно обязательно осуществляться в следующей последовательности:

- смешивание в сосуде антифриза с водой до необходимой концентрации
- проверка концентрации предварительно составленной смеси воды и антифриза при помощи контрольного прибора для этиленгликоля
- заполнение рассольного контура (мин. 2 бар, макс. 2,5 бар)
- удаление воздуха из установки (установить постоянный воздушник)

Указание:

Опыт показывает, что заполнение рассольного контура водой и последующая добавка антифриза не дают гомогенной смеси!

									Лист
									51
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата	13.04.01.2018.281.01 ПЗ				

6.7 Тепловой расчет теплового насоса

Для данного здания выбираем тепловой насос марки ТН-110. Его характеристики:

Минимальная выходная тепловая мощность (кВт) – 150;

Коэффициент выработки – 4;

Потребляемая мощность (кВт) – 50;

Рабочая температура воды ($^{\circ}\text{C}$) -70;

Уровень звуковой мощности (дБа) – 55;

Расход сетевой воды при внутреннем перепаде давлений $\text{м}^3/\text{ч}$ – 6;

Расход рассола при внутреннем перепаде давлений $\text{м}^3/\text{ч}$ – 16;

Хладагент, общий вес загрузки – R134a.;

Габаритные размеры (м)

Длина – 3,9

Ширина – 1,5

Высота – 2,1

В настоящих циклах тепловых насосов на вход в нагнетатель должен подаваться пар без примеси воды. По этой причине пар перед компрессором обязан быть несколько чрезмерно разогретым и точка 1 должна располагаться не в линии насыщения, а левее её.

Потери давления из-за трения в монтажных трубопроводах между конденсатором и дросселем стимулируют неполное парообразование фреона. В случае если на вход дросселя действует парожидкостная смесь, результативность его работы уменьшается. По этой причине смесь после конденсатора дополнительно переохлаждают так, чтобы точка 3 была не в линии насыщения, а левее её. Это кроме того делает лучше службу теплового насоса, так как уменьшает часть пара, поступающего в теплообменник, что приводит к наименьшему расходу фреона в цикле.

Переохлаждение воды в конденсаторе невозможно, так как данное требует наиболее высокого температурного напора между фреоном и теплым теплоносителем а, следовательно, уменьшения температуры теплого теплоносителя (что невозможно по условиям к получаемому теплоносителю) либо увеличения давления и температуры конденсации фреона (что существенно удорожит цену главного элемента теплового насоса – компрессора). Перегревание пара в испарителе кроме того невозможен, так как температуру холодного теплоносителя изменить невозможно, по этой причине для перегрева следует снижать температуру испарения, а, следовательно, повышать уровень увеличения давления в компрессоре.

Переохлаждение жидкости и перегревание пара соединяют в дополнительном переходном теплообменнике, где горячий фреон уже после конденсатора нагревает холодный фреон после испарителя если горячий теплоноситель производится для водоснабжения, то есть действует на вход значительно холодней, нежели выходит из теплового насоса, переохлаждение воды допустимо в дополнительном теплообменнике – охладителе, который вводится после конденсатор (Рисунок

										Лист
										52
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата						

13.04.01.2018.281.01 ПЗ

6.5).

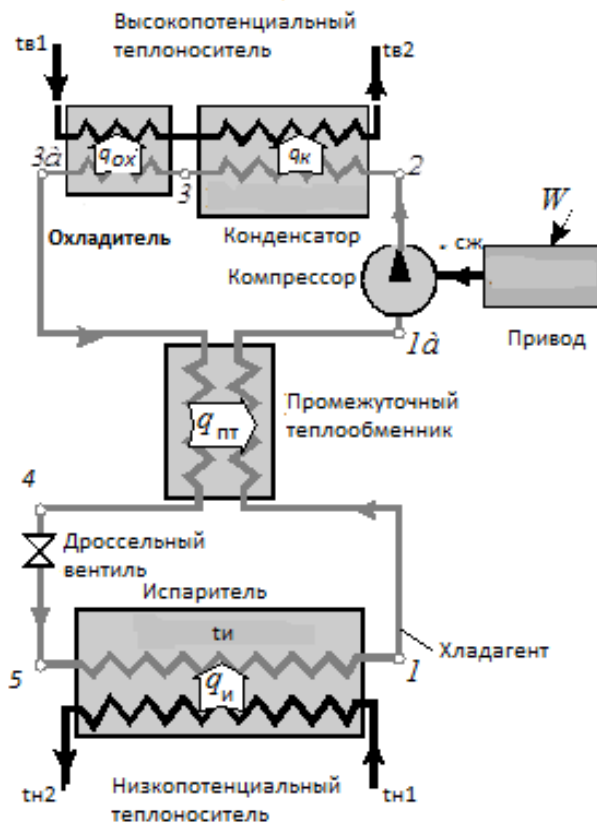


Рисунок 6.5- Принципиальная схема теплового насоса с промежуточным теплообменником и охладителем

$t_{в1}$, $t_{в2}$, $t_{н}$, $t_{н2}$ – температуры высокопотенциального и низкопотенциального теплоносителя на входе и выходе

Процесс 1-2 – необратимый политропный процесс сжатия паров хладагента в компрессоре;

Процесс 2-3 – изотермическая конденсация хладагента в конденсаторе и отдача теплоты высокопотенциальному теплоносителю;

Процесс 3-4- изотермические процессы в промежуточном теплообменнике;

Процесс 4-5 – необратимый адиабатический процесс расширения хладагента в дроссельном вентиле;

Процесс 5-1 – изотермическое испарение хладагента в испарителе за счет теплоты отобранной у холодного (Рисунок 6.6).

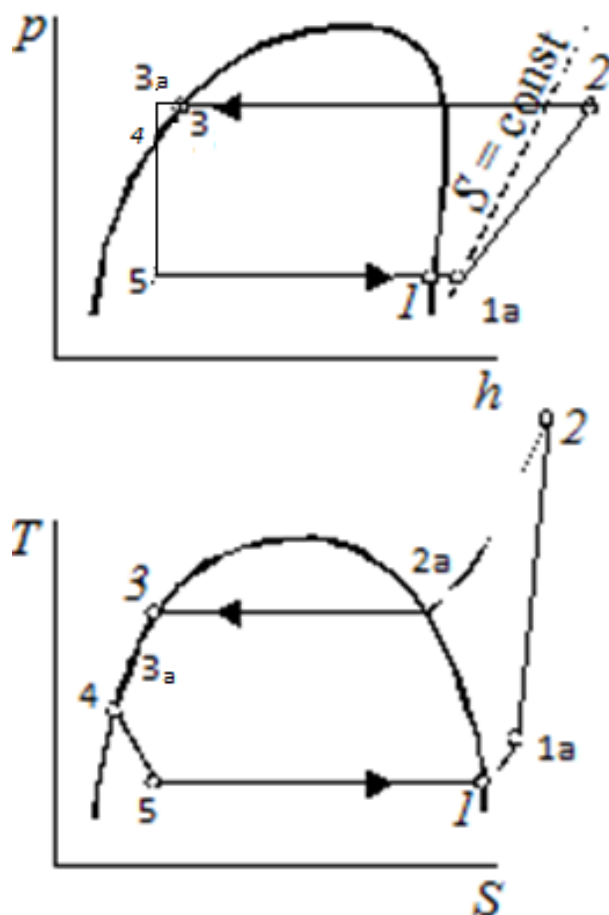


Рисунок 6.6 - Цикл теплового насоса с промежуточным теплообменником и охладителем

В таблица (6.2) представлены значения

Таблица 6.2 - Значения параметров в характерных точках процесса

Точки	1	2	2'	3	4	5
$t, ^\circ\text{C}$	34	105	100	95	59	34
$p, \text{МПа}$	0,86	3,0	3,0	3,0		0,86
$v, \frac{\text{м}^3}{\text{кг}}$	0,025			0,00		
				6		
$h, \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$	421	452	448	350	285	285
$S, \frac{\text{кДж}}{\text{кг} \cdot ^\circ\text{C}}$	1,70	1,72	1,7	1,44	1,28	1,38
			0			

Термодинамический расчет теплового насоса показан в таблице (6.3).

Таблица 6.3 – Термодинамический расчет теплового насоса

Расчетная величина	Формула	Значение
1	2	3
Температура испарения	$t_O = t_{H2} - \Delta t_{II}$	34 ⁰ С
Температура конденсации	$t_K = t_{B1} + \Delta t_K$	95 ⁰ С
КПД компрессора	$\eta_i = \frac{T_O}{T_K}$	0,83
Удельная холодопроизводительность	$q_0 = h_1 - h_5$	136 кДж/кг
Тепло, отводимое от конденсатора	$q_K = h_2 - h_3$	102 кДж/кг
Тепло, отводимое от охладителя	$q_{OХЛ} = h_3 - h_4$	65 кДж/кг
Массовый расход рабочего агента	$G = \frac{Q_B}{q_K + q_{OХЛ}}$	16 м ³ /час=57,6 кг/с
Объемная производительность компрессора	$V_K = v_1 \cdot G$	1,44м ³ /с
Расчетная тепловая нагрузка испарителя	$Q_O = q_O \cdot G$	122кВт
Расчетная тепловая нагрузка охладителя	$Q_{OХЛ} = q_{OХЛ} \cdot G$	59кВт
Удельная работа компрессора	$l = \frac{l_K}{\eta_{ЭМ}}$	34кДж/кг
Удельный расход электроэнергии на единицу выработанного тепла	$\mathcal{E}_{ТН} = \frac{l}{q_K + q_{OХЛ}}$	0,204
Электрическая мощность компрессора	$N_K = \mathcal{E}_{ТН} \cdot Q_B$	50кВт
Коэффициент трансформации	$\mu = \frac{1}{\mathcal{E}_{ТН}}$	4,9
Средняя температура низкотемпературного теплоотдатчика	$T_H^{CP} = \frac{T_{H1} + T_{H2}}{2}$	326К
Средняя температура полученного тепла	$T_B^{CP} = \frac{T_{B1} + T_{B2}}{2}$	348К
Коэффициент работоспособности тепла	$\tau_{qK} = \mathcal{E}_B = 1 - \frac{T_{OC}}{T_B^{CP}}$	0,158

Эксергетический КПД ус- тановки	$\eta_{e,H} = \varepsilon_B \cdot \mu$	0,775
------------------------------------	--	-------

6.8 Расчет элементов теплового насоса

6.8.1 Расчет теплообменника типа «труба в трубе»

Теплообменник труба в трубе необходим для эффективного отбора или передачи тепловой энергии.

Расчет теплообменника «труба в трубе» выполняется по нижеприведенному алгоритму результаты расчета представлены в приложении 1.

$i=1$ – для греющей воды и внутренней стенки теплообменной трубы

$i=2$ – для нагреваемой воды и внешней стенки теплообменной трубы

$x=1$ – при прямотоке

$x=2$ – при противотоке

1 Средняя температура воды (6.1):

$$t_i = (t_{iВХ} + t_{iВЫХ}) / 2 \quad (6.1)$$

2 Средняя температура поверхностей стенки внутренней теплообменной трубы в первом приближении (6.2):

$$t_{сг1} = t_{сг2} = (t_1 + t_2) / 2 \quad (6.2)$$

3 Передаваемая тепловая мощность (6.3):

$$N = G_2 \cdot C_p \cdot (t_{2ВЫХ} - t_{2ВХ}) \quad (6.3)$$

4 Температура греющей воды на выходе (6.4):

$$t_{1ВЫХ} = t_{1ВХ} - N / (G_1 \cdot C_p) \quad (6.4)$$

12. Средняя плотность воды

$$\rho_i = -0,003 \cdot t_i^2 - 0,1511 \cdot t_i + 1003,1$$

13. Среднее значение коэффициента кинематической вязкости воды

$$\nu_i = 0,0178 / (1 + 0,0337 \cdot t_i + 0,000221 \cdot t_i^2) / 10000$$

14. Среднее значение коэффициента теплопроводности воды

$$\lambda_i = 0,581 + 0,0012 \cdot t_i$$

15. Среднее значение критерия Прандтля для воды

$$Pr_i = 7,5 - 0,0694 \cdot t_i$$

5. Скорость движения воды во внутренней трубе и в кольцевом пространстве

										Лист
										56
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата	13.04.01.2018.281.01 ПЗ					

наружной трубы (6.5),(6.6):

$$v_1=G_1/(\pi*d_1^2/4)/\rho_1 \quad (6.5)$$

$$v_2=G_2/(\pi*(d_2^2-D_1^2)/4)/\rho_2 \quad (6.6)$$

Желательно чтобы скорость движения воды находилась в диапазоне 0,25...2,5 м/с. Большие значения из диапазона предпочтительнее с точки зрения увеличения турбулентности потока и, следовательно, коэффициента теплоотдачи, но не предпочтительны с точки зрения увеличения гидравлического сопротивления системы, требующего насосы повышенных мощностей.

6 Число Рейнольдса для греющего и нагреваемого потоков (6.7):

$$Re_1=v_1*d_1/v \quad (6.7)$$

Режим течения воды по трубам должен быть турбулентным, т.е. $Re>2300$ (еще лучше, если $Re>10000$).

7 Среднее значение критерия Прандтля для внутренней и внешней поверхностей стенки теплообменной внутренней трубы (6.8):

$$Pr_{сгi}=7,5-0,0694*t_{сгi} \quad (6.8)$$

8 Критерий Нуссельта со стороны греющей и со стороны нагреваемой воды (6.9):

$$Nu_1=0,021*Re_1^{0,8}*Pr_1^{0,43}*(Pr_1/Pr_{сг1})^{0,25} \quad (6.9)$$

9 Коэффициент теплоотдачи от греющей воды стенке и от стенки нагреваемой воде (6.10):

$$\alpha_1=Nu_1*\lambda_1/d_1 \quad (6,10)$$

10 Коэффициент теплопередачи (6.11):

$$K=1/(1/\alpha_1+((D1-d1)/2)/\lambda_{ст}-1/\alpha_2)$$

									Лист
									57
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата					

13.04.01.2018.281.01 ПЗ

(6.14)

11 Максимальный температурный напор (6.12),(6.13),(6.14):
Если $x=1$ (прямоток), то (6.12):

$$\Delta t_{\max} = t_{1\text{ВХ}} - t_{2\text{ВХ}} \quad (6.12)$$

Если $x=2$ (противоток) и $t_{1\text{ВХ}} - t_{2\text{ВЫХ}} > t_{1\text{ВЫХ}} - t_{2\text{ВХ}}$, то (6.13):

$$\Delta t_{\max} = t_{1\text{ВХ}} - t_{2\text{ВЫХ}} \quad (6.13)$$

Если $x=2$ (противоток) и $t_{1\text{ВХ}} - t_{2\text{ВЫХ}} < t_{1\text{ВЫХ}} - t_{2\text{ВХ}}$, то (6.14):

$$\Delta t_{\max} = t_{1\text{ВЫХ}} - t_{2\text{ВХ}} \quad (6.14)$$

12 Минимальный температурный напор

Если $x=1$ (прямоток), то (6.15):

$$\Delta t_{\min} = t_{1\text{ВЫХ}} - t_{2\text{ВЫХ}} \quad (6.15)$$

Если $x=2$ (противоток) и $t_{1\text{ВХ}} - t_{2\text{ВЫХ}} < t_{1\text{ВЫХ}} - t_{2\text{ВХ}}$, то (6.16):

$$\Delta t_{\min} = t_{1\text{ВХ}} - t_{2\text{ВЫХ}} \quad (6.16)$$

$$\Delta t_{\min} = t_{1\text{ВЫХ}} - t_{2\text{ВХ}}$$

(6.17)

13 Среднелогарифмический температурный напор (6.18):

$$\Delta t_{\text{cp}} = (\Delta t_{\max} - \Delta t_{\min}) / \ln(\Delta t_{\max} / \Delta t_{\min}) \quad (6.18)$$

14 Плотность теплового потока (6.19):

$$q = K * \Delta t_{\text{cp}} \quad (6.19)$$

15 Теперь следует вернуться к пункту 10 и вычислить средние температуры поверхностей стенки внутренней теплообменной трубы во втором приближении по

новым формулам (6.20):

$$(6.20) \quad t_{ct1} = t_1 - q/\alpha_1$$

$$(6.21) \quad t_{ct2} = t_2 + q/\alpha_2$$

С новыми значениями температур поверхностей стенки нужно заново выполнить расчеты по пунктам 18-21 и 25 и опять пересчитать значения t_{ct1} и t_{ct2} в третьем приближении...

В представленной программе расчет в Excel выполняется 6 раз. Для точности необходимой на практике обычно бывает достаточно выполнить 2 или 3 приближения

Площадь поверхности нагрева

$$F = N/q$$

27. Расчетная длина нагревателя

$$L = F/(\pi * d_1)$$

28. Диаметры соединительных патрубков

$$d_{пi} = (3600 * G_i / (\pi * v_{max} * \rho_i))^{0.5} / 30$$

В расчете максимальная скорость воды v_{max} принята равной 1,8 м/с. При необходимости можно ее увеличить до 2,5 м/с или принять равной скорости движения воды по теплообменнику.

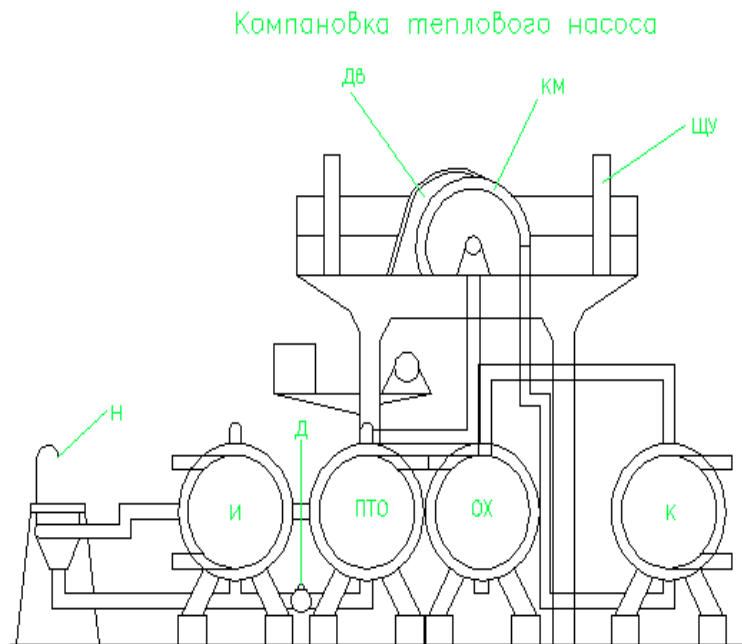
6.9 Выбор компрессора

Выбор компрессора для теплового насоса осуществляем по производительности, давлению нагнетания (от 0,86МПа до 3МПа) и учитываем что выбираем компрессор, у которого рабочим веществом является фреон R134a. Выбираем компрессор марки 2П 130-2-2 с производительностью 150 кВт ОАО "Компрессор", г. Москва.

6.10 Компановка теплового насоса

На рисунок (6.7) представлена компановка теплового насоса.

									Лист
									59
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата	13.04.01.2018.281.01 ПЗ				



Рису-

НОК

6.7 – Компановка теплового насоса:

ДВ – электродвигатель компрессора; КМ – компрессор; К – конденсатор; И – испаритель; ПТО – промежуточный теплообменник; ОХ – охладитель; ЩУ – щиты управления; Н – насос жидкого фреона; Д – дроссель

7 ТЕПЛОНАСОСНАЯ УСТАНОВКА

7.1. Компановка теплонаносной установки

Решение:

Основное оборудование:

Тепловой насос: 150 кВт - 2 шт;

Буферная накопительная емкость;

Напольный накопительный водонагреватель;

Функциональные возможности: Отопление помещений (радиаторы), подготовка горячей воды

Способ отбора тепла: Вертикальный коллектор скважины (Рисунок 7.1).

					13.04.01.2018.281.01 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		60

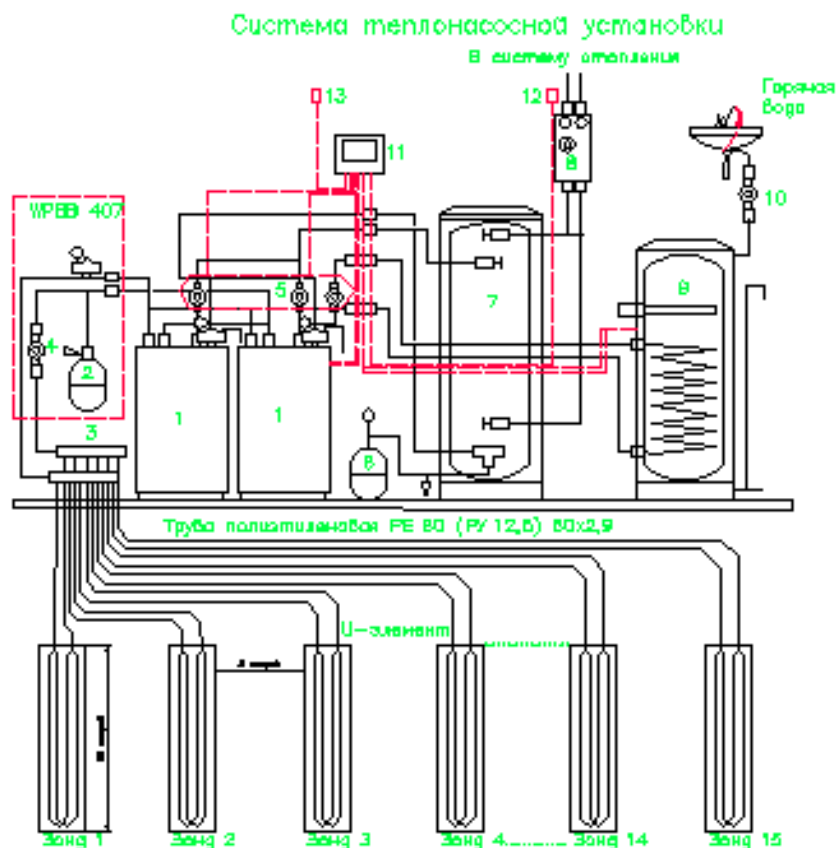


Рисунок 7.1- Компоновка теплонасосной установки:

- 1- Тепловой насос; 2- Расширительный бак рассольного контура; 3- система коллекторов рассольного контура; 4- Циркуляционный насос рассольного контура; 5- Циркуляционные насосы монтажа; 6- Расширительный бак в контуре отопления и горячего водоснабжения; 7- Буферный накопитель; 8- Сетевой насос отопления; 9- Накопительный водонагреватель; 10- Сетевой насос горячего водоснабжения; 11- Регулятор тепловой насоса; 12 – датчик температуры обратной сетевой воды; 12 – датчик температуры наружного воздуха

а. Грунтовой тепловой коллектор

Глубина прокладки. Температуры грунта на глубине 1 м могут достигать точки замерзания и без утилизации грунтового тепла.

На глубине 2 м минимальная температура составляет ок. 5 °С. С увеличением глубины эта температура возрастает, однако уменьшается и тепловой поток от поверхности грунта. При этом уже не гарантируется оттаивание обледенения весной. Поэтому минимальная глубина прокладки должна составлять 1,2 м и не превышать максимальной величины 1,5 м (в траншеях с максимальной глубиной 1,25 м).

Шаг прокладки. При определении шага прокладки следует иметь в виду, что

ледяные цилиндры, образующиеся вокруг подземных змеевиков, не должны растаться друг с другом. Это обеспечивается в том случае, когда шаг прокладки составляет примерно от 0,7 м до 0,8 м.

Длина труб. Поскольку площадь прокладки очень сильно зависит от выбранного шага прокладки, при расчете следует исходить из необходимой длины труб. Ее определение может быть выполнено поэтапно следующим образом:

1. Определение часового теплоснабжения дома в рабочей точке N (расчет теплоснабжения) - $Q = 138270 + 148517 = 286787$ Вт

2. Определение необходимой при этом температуры прямой сетевой воды $t_B = 60^\circ\text{C}$

3. Определение минимальной температуры рассола (в частности, за основу может быть принята температура -2°C)

4. Определение холодильной мощности теплового насоса или мощность, отбираемая тепловым насосом из грунта, в рабочей точке $Q_x = Q_n - P_{эл} = 150 - 50 = 100$ кВт, Q_n тепловая мощность теплового насоса; $P_{эл}$ электрическая мощность, потребляемая тепловым насосом в расчетной точке.

5. Определение мощности, отбираемой погонным метром трубы, в зависимости от характера грунта: глинистый грунт (влажный) $q_{\&} = 0,065$ кВт/м

6. Расчет необходимой длины труб (7.1):

$$l = \frac{Q_x}{q_{\&}} = \frac{100}{0,025} = 1538 \text{ м}$$

(7.1)

7. Количество тепловых зондов. Длина тепловых зондов 40 до 100 м. Принимаем 15 тепловых зондов длиной 100 м.

8. Площадь прокладки $A = ld$, где d расстояние между зондами.
 $A = 1538 \times 0,8 = 1230 \text{ м}^2$

9. Фактический интервал между коллекторными трубами рассчитывается следующим образом (7.2):

$$S_k = \frac{A}{l_k} = \frac{1230}{1500} = 0,82 \text{ м}$$

(7.2)

Материал труб, диаметр труб. Для коллекторов должны применяться полиэтиленовые трубы PE 80 (Ру 12,5), 50 x 2,9 мм по стандартам DIN 8074 и 8075.

Прокладка. Трубные змеевики при помощи коллекторов прямой и обратной сетевой воды должны быть подключены или проложены в соответствии со следующим эскизом, так чтобы длины рассольных змеевиков были одинаковы.

									Лист
									62
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата	13.04.01.2018.281.01 ПЗ				

Расстояние между зондами должно составлять не менее 5 м при длине отдельных тепловых зондов от 40 до 50 м и не менее 6м при длине отдельных подземных тепловых зондов от 50 до 100м, чтобы обеспечивалось их малое взаимное влияние и летняя регенерация. При необходимости установки нескольких зондов они должны размещаться не параллельно, а перпендикулярно потоку грунтовых вод.

7.3 Расчет рассольного контура

При прокладке рассольного контура необходимо иметь в виду следующее

- Каждый рассольный контур снабжается запорным вентилем.
- Все рассольные контуры должны иметь одинаковую длину, чтобы обеспечить равномерное их омывание и одинаковую отбираемую мощность.

за несколько месяцев до отопительного сезона, чтобы обеспечивалась усадка грунта (Рисунок 7.2).

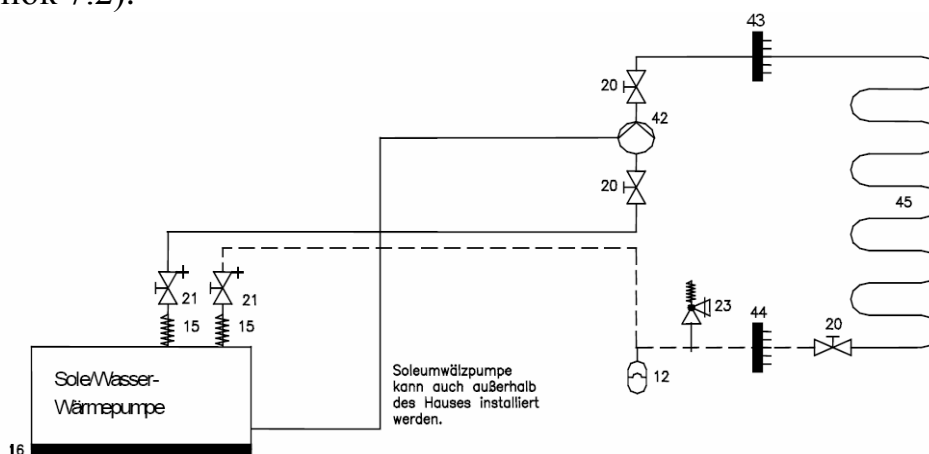


Рисунок 7.2 – Гидравлическое подключение рассольных змеевиков

15 Гибкие соединительные шланги, прокладывать, по возможности, с развязывающей петлей; 20 Запорная задвижка с ручным приводом; 21 Запорная задвижка с ручным приводом и опорожнением; 23 Предохранительный клапан; 42 Рассольный насос; 43 Раздаточный рассольный коллектор (рисунок 7.3); 44 Сборный рассольный коллектор; 45 Подземные коллекторы, подземные тепловые зонды.

- Шахта для коллекторов прямой и обратной сетевой воды должна располагаться в верхней точке участка.

- В верхней точке рассольного змеевика должно устанавливаться устройство для удаления воздуха (Рисунок 7.3).

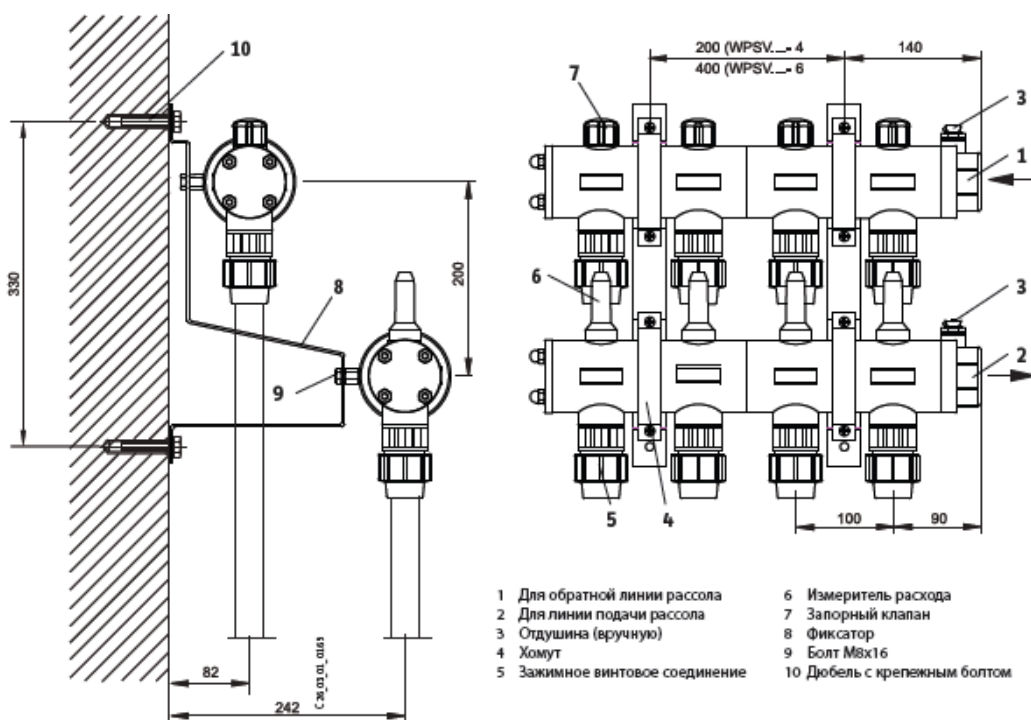


Рисунок 7.3 - Раздаточный и сборный коллектора рассола

- Все рассольные трубопроводы, находящиеся в доме и проходящие через стены дома, должны снабжаться паронепроницаемой изоляцией во избежание отпотевания.
- Все рассольные трубопроводы должны выполняться из коррозионностойкого материала.
- Параллельное включение нескольких рассольных змеевиков: длина каждого змеевика не должна превышать 100 м.
- Рассольный коллектор и коллектор обратной сетевой воды должны устанавливаться вне дома.
- Рассольный насос и расширительный сосуд установки теплового насоса должны, по возможности, устанавливаться вне здания. При установке внутри здания эти узлы должны снабжаться паронепроницаемой изоляцией во избежание образования конденсата и льда.
- Расстояние прокладки рассольных трубопроводов от линий водопровода, каналов и зданий должно составлять 1,5 м во избежание повреждений при замораживании. Если из строительных соображений указанное расстояние не может быть выдержано, трубопроводы в этой зоне должны быть в достаточной степени снабжены тепловой изоляцией.
- Площадь, занимаемая подземными тепловыми коллекторами, не должны застраиваться, а поверхность грунта над ними не должна уплотняться.
- Следует соблюдать минимальный радиус изгиба труб по данным изготовителя (Рисунок 7.4).

Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата

13.04.01.2018.281.01 ПЗ

Лист

64

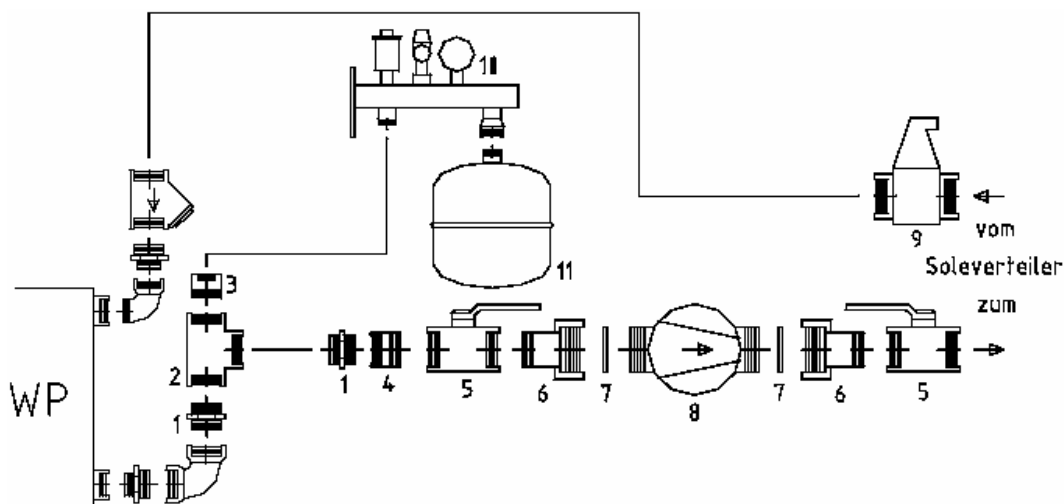


Рисунок 7.4 - Конструкция системы подачи рассола

1. Двойной ниппель; 2. Тройник; 3. Переходной ниппель; 4. Переходной ниппель; 5. Шаровой кран; 6. Полуштуцерное соединение; 7. Прокладка; 8. Циркуляционный насос; 9. Большой воздушник; 10. Коллекторная траверса(воздушник, предохранительный клапан); 11. Расширительный сосуд

7.3.1 Расчет объема рассола

Объемный расход рассола должен быть согласован с мощностью теплового насоса и должен обеспечиваться рассольным циркуляционным насосом. Величина объемного расход рассола определяется исходя из того что расход рассола (л/100м трубы) при размере трубы 50×2,9 равен 38,4 литра. То объемный расход рассола будет равен $V_p = 38,4 \times 15 = 576$ л.

7.3.2 Выбор рассольного циркуляционного насоса

Расчет рассольных циркуляционных насосов относится только к длинам змеевиков, не превышающим 100 м, и к указанному числу рассольных змеевиков!

Наряду с объемным расходом необходимо учитывать гидравлические сопротивления в контуре рассольной установки и технические данные изготовителя насоса. При этом потери давления в последовательно включенных трубопроводах, встроенных устройствах и теплообменниках должны суммироваться. Гидравлическое сопротивление для смеси воды с антифризом (25%) по сравнению с водой должно приниматься бóльшим, с поправочным коэффициентом от 1,5 до 1,7.

Выбираем насос рассольного контура, зная массовый расход рабочего агента $G = 16$ м³/час

Принимаем циркуляционный насос рассольного контура: Wilo – Strators 65\1-9 (Рисунок 7.5).

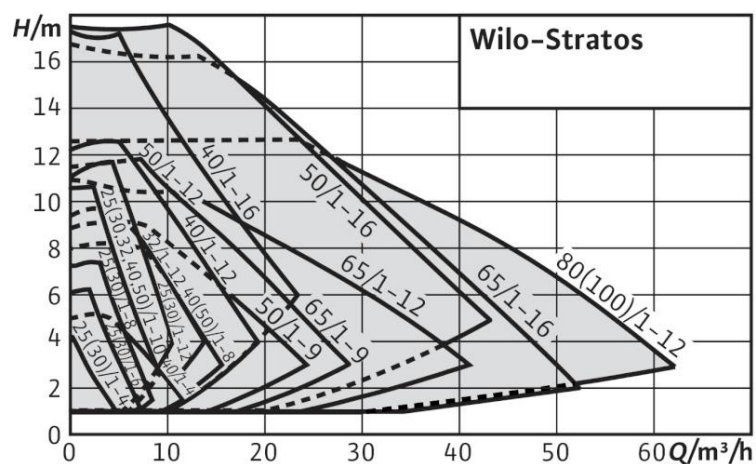


Рисунок 7.5 - Характеристики насосов серии Wilo – stratos

Основные технические характеристики

Подключение к сети 3~400 В, 50 Гц

Входное давление макс. 1 бар

Температура жидкости макс. от +5 °С до +35 °С

Рабочее давление макс. 6 бар

Вид защиты IP 44

Подключение со всасывающей и напорной сторон Rp 1

При отборе тепла исключительно из грунта могут возникать температуры рас-сола примерно от -5 °С до +20 °С. Вследствие таких температурных колебаний для оборудования источника тепла требуется расширительный сосуд с подпором 0,5 бар. Максимальное избыточное давление составляет 2,5 бар. Принимаем рас-ширительный сосуд объемом 50литров MAG50.

7.4. Расчет и выбор оборудования контура отопления

7.4.1 Выбор сетевого насоса отопления

Сетевой насос системы отопления подбирается исходя из расхода и высоты подъема ($G = 6 \text{ м}^3/\text{час}$; $H = 27 \text{ м}$). Подбираем насос Wilo – Stratos GIGA 40/1-39/3

(Рисунок 7.6).

Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата

13.04.01.2018.281.01 ПЗ

Лист

66

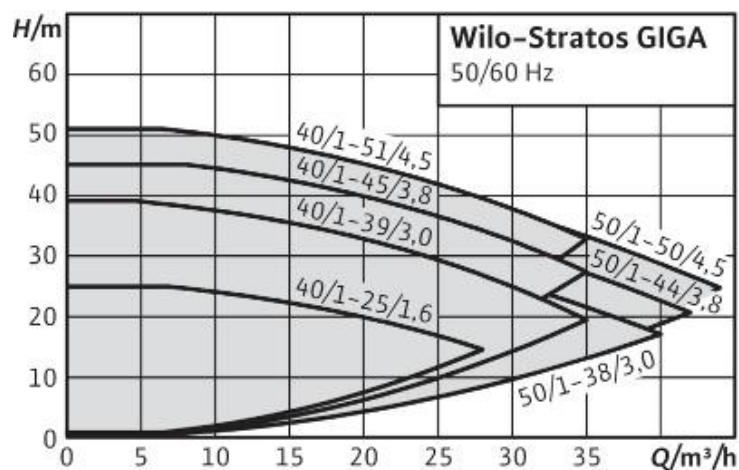


Рисунок 7.6 - Характеристики насосов серии Wilo – Stratos GIGA

Высокоэффективные линейные насосы с электронно-коммутируемым мотором и электронной регулировкой мощности в конструкции с сухим ротором. Исполнение в качестве одноступенчатого низконапорного центробежного насоса с фланцевым соединением и скользящим торцевым уплотнением.

Применение

Перекачивание воды систем отопления (согласно VDI 2035), холодной воды и водогликолевой смеси без абразивных веществ в системах отопления, кондиционирования и охлаждения.

Обозначение

Wilo-Stratos GIGA 40/1-39/3,0

Stratos

Высокоэффективный насос

GIGA

Одинарный линейный насос

40

Номинальный внутренний диаметр фланца DN

1-39

Диапазон номинальной высоты подачи в [м]

3,0

Номинальная мощность мотора P2 в кВт

Преимущества

Инновационный высокоэффективный насос для наивысшего общего КПД на основе нового дизайна сухого ротора Wilo

Высокоэффективный электронно-регулируемый мотор (коэффициент полезного действия выше IE4 предельных значений согласно IEC TS 60034-31, издание 1)

Новая, оптимально подходящая к технологии электронно-регулируемых моторов гидравлика

Встроенная электронная регулировка мощности

Чрезвычайно компактный и не требующий много места дизайн

Простое управление благодаря надежной технологии «красная кнопка» и дисплея

Различные виды регулировки Δp-c, Δp-v, PID и n-const. (ручной режим управления)

Диапазон регулирования в три раза шире чем при обычных электронно-

регулируемых насосов

Аналоговые интерфейсы 0-10 В, 2-10 В, 0-20 мА, 4-20 мА

Опциональные интерфейсы для связи с шиной посредством штепсельных I^F-модулей

Встроенное управление работой сдвоенного насоса с включением насоса пиковой нагрузки, оптимизированным по КПД

Два конфигурируемых сигнальных реле для сигнализации рабочего состояния и неисправности

Система обращения с неисправностями, согласованная для систем отопления и кондиционирования

Активируемая блокировка доступа к насосу

Встроенная полная защита мотора

Высокая степень защиты от коррозии благодаря катафорезному покрытию.

Серийный дренаж конденсата

Ножки насоса с резьбовым отверстием для монтажа на фундаменте

Технические данные

Допустимый диапазон температур перекачиваемой среды от -20 °С до +140 °С

Подключение к сети 3~400 В (±10 %), 50 Гц/60 Гц; 3~380 В (-5 %/+10 %), 50 Гц/60 Гц

Класс защиты IP 55

Макс. рабочее давление 16 бар до +120 °С, 13 бар до +140 °С

7.4.2 Выбор циркуляционных насосов монтажа

В качестве циркуляционных насосов систем отопления и горячего водоснабжения примем насосы Wilo – Top E 40-1-10 (Рисунок 7.7).

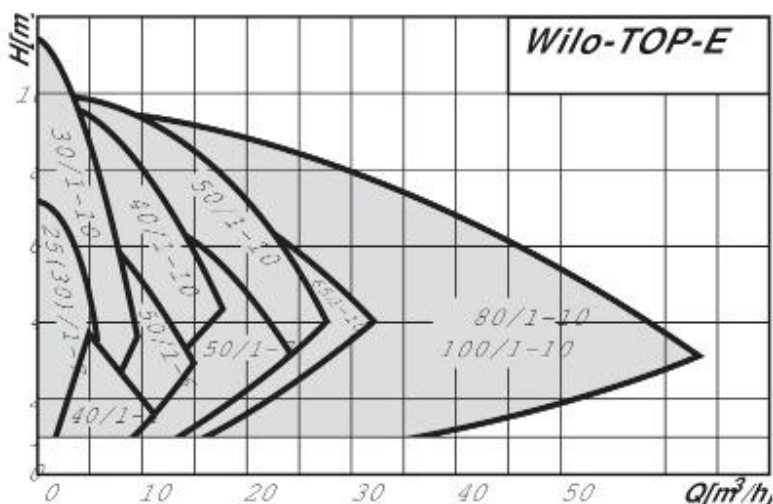


Рисунок 7.7 - Характеристики насосов серии Wilo-top-e Тип

Циркуляционный насос с мокрым ротором с резьбовым или фланцевым соединением и автоматической регулировкой мощности

Применение

									Лист
									68
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата	13.04.01.2018.281.01 ПЗ				

Системы отопления и промышленные циркуляционные системы
TOP-E Энергоэкономичный насос (с резьбовым или фланцевым соединением),
электронно регулируемый

40 Номинальный внутренний диаметр для подсоединения

1-10 Диапазон номинального напора [м]

Особенности/преимущества продукции

Бесступенчатое регулирование мощности и несколько регулирующих функций для энергоэкономичного режима работы (до 50% экономии электроэнергии по сравнению с нерегулируемыми насосами систем отопления)

Режим работы «Autopilot» для автоматического снижения частоты вращения благодаря самообучающейся системе с нечеткой логикой.

Простое управление за счет серийно встроенного дисплея и панели ручного управления (однокнопочное управление).

Возможность дистанционного управления функциями насоса и их дистанционного запроса при помощи IR-модуля/IR-монитора Wilo

Дополнение системы за счет дополнительного коммуникационного модуля LON и PLR

Технические данные

Допустимый диапазон температур от +20° С до +110° С

Класс защиты IP 43

Резьбовое- или фланцевое соединение (в зависимости от типа) Rp 1 до DN 100

Макс. рабочее давление при стандартном исполнении: 6/10 бар или 6 бар (специальное исполнение: 10 бар или 16 бар)

Оснащение/функции

Режимы работы

Ручной режим управления (n=постоян.)

Dr-c для постоянного перепада давления

Dr-v для переменного перепада давления

Dr-T для температурно-зависимого перепада давлений (программируется через IR-модуль, IR-монитор или LON)

Ручное управление

Настройка режимов работы

Настройка требуемого перепада давления

Настройка автоматического режима снижения частоты вращения

ВКЛ./ВЫКЛ. насоса

Настройка частоты вращения (ручное переключение)

Автоматическое управление

Бесступенчатая регулировка мощности в зависимости от режима работы

Автоматический режим снижения частоты вращения

Функция разблокирования

Плавный пуск

Полная защита мотора со встроенной электронной системой размыкания

Внешнее управление

										Лист
										69
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата						

13.04.01.2018.281.01 ПЗ

Сигнализация и индикация

Обобщенная сигнализация неисправности (беспотенциальный размыкающий контакт)

Индикатор неисправности

ЖК дисплей для индикации параметров насоса и кодов ошибок

Обмен данными

Инфракрасный интерфейс для беспроводного обмена данными с IR-модулем/IR-монитором

Последовательный цифровой интерфейс PLR для подключения к автоматизированной системе управления зданиями через интерфейсный преобразователь WLO или специальные модули связи; Возможно с IF-модулями (принадлежности)

Последовательный цифровой интерфейс LON для подключения к сети LonWorks; Возможно с IF-модулями (принадлежности)

Управление сдвоенными насосами (сдвоенный насос или два одинарных насоса)

Режим работы «основной/резервный» (автоматическое переключение насосов по сигналу неисправности/по таймеру; Возможны различные комбинации с IF-модулями (принадлежности)

Работа двух насосов (включение и выключение при пиковой нагрузке с оптимизацией по КПД); Возможны различные комбинации с IF-модулями (принадлежности)

7.4.3 Расширительный сосуд в контуре теплового насоса

В результате разогрева (расширения сетевой воды) в контуре теплового насоса происходит повышение давления. При этом расширительный сосуд, включенный в контур котла, при плотно закрытом смесителе (бивалентные установки) оказывается бездействующим. По этой причине необходим второй расширительный сосуд. Он рассчитывается на весь объем установки (тепловой насос, накопитель, радиаторы отопления, котел).

Принимает расширительный сосуд MAG50 объемом 50л.

7.4.4 Предохранительный клапан в контуре теплового насоса

При заполнении или при разогреве в отопительной системе может возникнуть недопустимо высокое давление. Поскольку предохранительный клапан в контуре котла при закрытом смесителе (бивалентные установки) оказывается бездействующим, необходима установка второго предохранительного клапана

7.4.5 Обратный клапан

Во избежание подмешивания из других контуров отопления в отдельные ото-

									Лист
									70
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата					

13.04.01.2018.281.01 ПЗ

питательные контуры должны устанавливаться обратные клапаны. Если в одном из водяных контуров установлено более одного насоса рециркуляции, то на каждом насосе рециркуляции должен быть смонтирован обратный клапан. Необходимо обратить внимание на плотность обратных клапанов и отсутствие шума при протекании через клапан воды.

7.4.6 Перепускной клапан

При наличии отключаемого протока сетевой воды, связанного с действием вентилей на радиаторах отопления или клапанов термостатов, в байпасную линию сетевой воды позади сетевого насоса должен быть установлен перепускной клапан. Таким образом достигается гидравлическая развязка теплового насоса и отопительной установки. Это обеспечивает минимальный расход сетевой воды через тепловой насос и, тем самым, предотвращает отказы (например, повышения давления). Перепускной клапан должен обеспечивать пропуск минимального расхода теплового насоса.

7.4.7 Буферный накопитель

В рассольно-водяных и водно-водяных тепловых насосах буферный накопитель может устанавливаться на прямой воде или, в чисто моновалентном режиме, – и на обратной сетевой воде. При определенных обстоятельствах для рассольно-водяных и водноводяных тепловых насосов можно отказаться от буферного накопителя, если отдельные контуры отопления спроектированы с достаточным запасом. При небольших размерах контуров отопления, которые в переходной сезон включаются только поотдельности, гидравлическое сопротивление отопительного контура возрастает настолько, что большая часть воды протекает через перепускной клапан. В результате повышается температура прямой сетевой воды, и тепловой насос отключается еще до того, как прогреется помещение. Исходя из требования EVU о том, чтобы тепловой насос мог включаться всего три раза в течение часа, прямой запуск теплового насоса может оказаться невозможным. В установках с буферными накопителями повышение температуры прямой сетевой воды задерживается за счет зарядки накопителя. По истечении этого времени прямой запуск теплового насоса, как правило, снова оказывается возможным.

Помимо того, буферный накопитель улучшает среднегодовую эффективность (годовой показатель выработки), поскольку тепловой насос имеет большую наработку при приеме буферный накопитель reflex PFH объемом 4000 л
Принимаем буферный накопитель reflex PFH объемом 4000 л используется данный накопитель для накопления теплоносителя

резервуар изготовлен из высококачественной стали S235JRG2 (RSt 37-2);
мягкая полиуретановая теплоизоляция толщиной 90 мм с белой плёночной облицовкой;

внутренняя поверхность необработанная, внешняя - полимерное покрытие;

									Лист
									71
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата	13.04.01.2018.281.01 ПЗ				

допустимое избыточное рабочее давление 3 бар;
допустимая рабочая температура 95 °С (Рисунок 7.8).

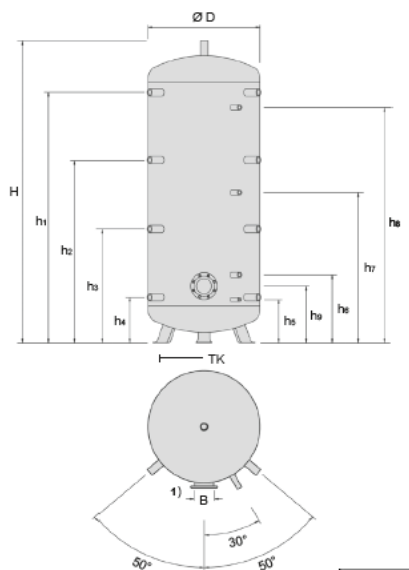


Рисунок 7.8 - Буферный накопитель

7.5.1 Выбор сетевого насоса горячего водоснабжения

Сетевой насос системы горячего водоснабжения подбирается исходя из расхода и высоты подъема ($G = 6 \text{ м}^3/\text{час}$; $H = 27 \text{ м}$). Подбираем насос Willo – Stratos GIGA 40/1-39/3

7.5.2 Накопитель горячего водоснабжения для отопительных тепловых насосов

Накопитель горячего водоснабжения служит для подогрева воды, используемой в санитарных целях. Подогрев осуществляется сетевой водой косвенно, через встроенную трубную спираль.

Накопитель для горячего водоснабжения выбирается по объему. Расход воды на горячее водоснабжение здания равен $4500 \text{ м}^3/\text{час}$. Так как нагрузка горячего водоснабжения носит случайный характер, то накопитель для горячего водоснабжения можно принять из расчета 30% расхода воды на горячее водоснабжение, т.е. $1500 \text{ м}^3/\text{час}$. Принимаем накопитель reflex PFHW объемом 1500 л.

Используется данный накопитель для накопления теплоносителя, резервуар изготовлен из высококачественной стали S235JRG2 (RSt 37-2);

мягкая полиуретановая теплоизоляция толщиной 90 мм с белой плёночной внутренняя поверхность необработанная, внешняя - полимерное покрытие;

дополнительный встроенный змеевик;

допустимое избыточное рабочее давление: 6 бар;

										Лист
										72
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата						

13.04.01.2018.281.01 ПЗ

змеевик 16 бар;
 допустимая рабочая температура:
 накопитель 95 °С; змеевик 110 °С (Рисунок 7.9).

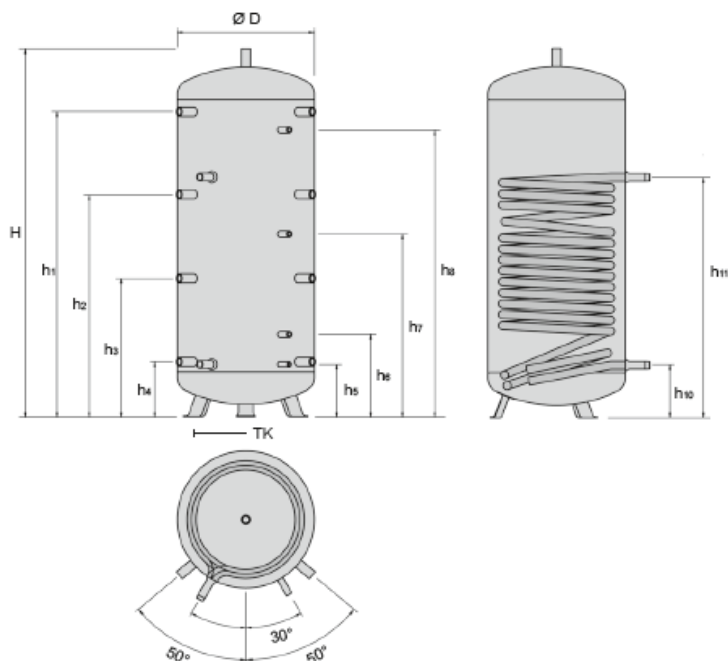


Рисунок 7.9 - Накопительный водонагреватель

Регулирование. Накопитель серийно снабжается измерителем с соединительным проводом протяженностью приблизительно 5 м, который подключается непосредственно к регулятору теплового насоса. Настройка температуры и управляемый по времени нагрев и сохранение температуры с подогревом фланцев выполняется регулятором теплового насоса. При настройке температуры горячего водоснабжения следует принимать во внимание проявление гистерезиса. Помимо этого, промеренная температура несколько увеличивается, так как процессы термического выравнивания в накопителе требуют

Место установки. Накопитель возможно устанавливать только в защищенном от замерзания помещении. Монтаж и введение в эксплуатацию обязаны осуществляться сертифицированной монтажной компанией.

Подключение по воде. Подключение холодной воды обязано осуществляться (см. рис. 3.10). Все присоединительные направления обязаны подсоединяться резьбо-выми соединениями. Так как при наличии трубопровода рециркуляции возникают большие потери при простое, такой трубопровод обязан подключаться исключительно при наличии обширно разветвленной сети питьевой воды. В случае если рециркуляция нужна, она обязана оборудоваться механическим устройством, прерывающим порядок рециркуляции.

Во избежание неуправляемого разогрева либо остывания накопителя на присоединении сетевой воды непременно должен быть установлен обратный гидроклапан

Сбросной трубопровод защитного клапана в подводящую линию холодной воды должен постоянно быть открытым. Рабочая готовность предохранительного клапана должна время от времени контролироваться путем продувки.

Предохранительный клапан. Установка должна быть оборудована неотключаемым от накопителя защитным клапаном, прошедшим стандартные испытания. Между накопителем и предохранительным клапаном не должно устанавливаться практически никаких сужений, к примеру, грязеуловительных решеток.

При прогреве накопителя из предохранительного клапана должна вытекать (капать) вода, чтобы возместить увеличение воды и предотвращать чрез-мерное увеличение давления. Дренажный трубопровод предохранительного клапана должен открываться легко, без какого-либо сужения, через дренажное приспособление. Предохраняющий клапан должен размещаться в хорошо доступном и видимом участке

Сбросной трубопровод должен быть сделан сечением, как минимум равным выходящему сечению защитного клапана.

Дренажный трубопровод позади приемной воронки должен иметь разрез, по меньшей мере, в два раза превышающее входное сечение клапана. Предохранительный клапан должен быть определен так, чтобы не превышалось допустимое рабочее излишнее давление 10 бар (Рисунок 7.10).

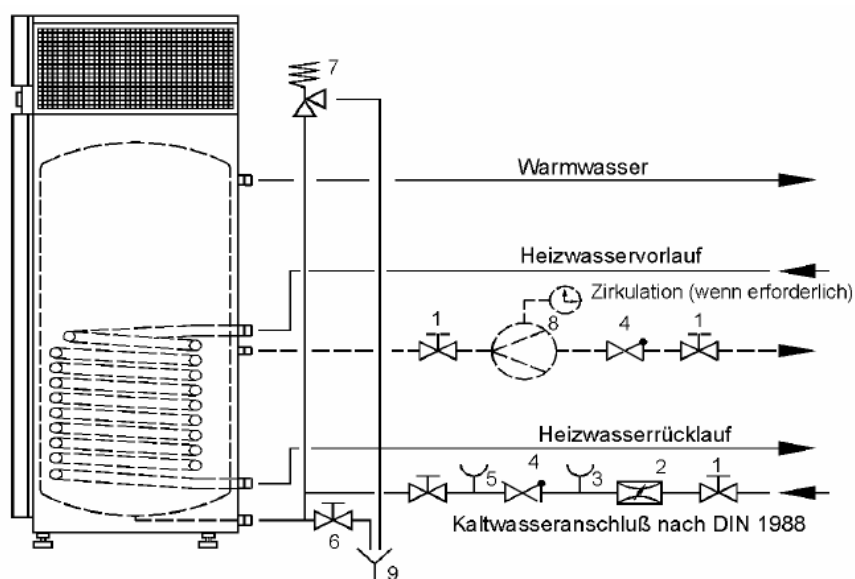


Рисунок 7.10 - Подключение по воде

1 Запорный вентиль; 2 Редукционный клапан; 3 Контрольный клапан; 4 Обратный клапан; 5 Манометрический штуцер; 6 Дренажный вентиль; 7 Предохранительный клапан; 8 Насос рецикул

8 АВТОМАТИЗАЦИЯ

8.1 Описание регулятора теплового насоса

						Лист
						74
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата	13.04.01.2018.281.01 ПЗ	

Как работает регулятор теплового насоса. Регулятор теплового насоса необходим для действия всех отопительных тепловых насосов. Он поддерживает, управляет и контролирует работу всех бивалентных, моновалентных и моноэнергетических отопительных установок. В систему интегрирован регулятор отопления по погодным параметрам для двухнезависимых отопительных контуров. Регулятор управляет всеми вспомогательными агрегатами оборудования источника тепла, генератора тепла и утилизации тепла.

Управление функциями регулятора теплового насоса осуществляется посредством 6 клавиш, эксплуатационное состояние теплового насоса и отопительной установки отображается текстовыми сообщениями на ЖК-дисплее 4 х 20 знаков. Функциями регулятора можно управлять с дистанционного пульта управления, обладающего таким же дисплеем и теми же возможностями управления.

Управление в режиме меню/ Динамическое меню. При начальном монтаже регулятора теплового насоса весь монтаж теплового насоса настраивается экспертом. Данной первоначальной конфигурацией обуславливается меню, так что отражаются исключительно те пункты меню, какие нужны для существующей конфигурации конструкции.

Конструкция. Стабилизатор теплового насоса годен для всего ассортимента поставки, содержащего воздушно-водяные, рассольно-водяные и водо-водяные термические насосы. Он поставляется в 2-ух исполнениях. Один – в корпусе, устанавливаемом на стене, 2-ое – в версии, встроенной в тепловой насос. Регулятор теплового насоса осуществляет контроль и регулирует работу всей отопительной конструкции, он изобретен специально с целью управления тепловыми насосами и сделан таким образом, что в обычном случае не потребует практически никаких внешних конструкций управления.

Датчики для замера внешней температуры и температуры непосредственной сетевой воды могут подсоединяться напрямую к регулятору.

Устанавливаемый на стене регулятор соединяется с тепловым насосом соединительным кабелем с кодированным штекером.

Этот стыковочный провод вступает в объем поставки абсолютно всех термических насосов для внутренней конструкции.

Для тепловых насосов, устанавливаемых наружно, стыковочный провод обязан заказываться в отдельности как функционально необходимая принадлежность.

Функции и способности настройки:

- большой, очевидный, алфавитно-цифровой универсальный ЖК-экран с отображением рабочих и служебных сообщений
- динамическое руководство меню, сложенное с конфигурацией установки термического насоса
- блокирование кнопок, охрана от детей
- отображение даты и времени
- модемное соединение (особая принадлежность) для дистанционной диагностики и визуализации характеристик теплового насоса

									Лист
									75
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата	13.04.01.2018.281.01 ПЗ				

- управляемое по времени снижение и увеличение отопительных характеристик
 - функции таймера для оперативного горячего водоснабжения от теплового насоса с возможностью направленного обогрева нагревательным элементом
 - 2 самостоятельных выхода смесителей для регулирования
 - вспомогательного генератора тепла и
 - 2-го отопительного контура
 - автоматизированная программа целевой сушки окраски
 - отопительные свойства по внешней температуре
 - панель дистанционного управления
- Выполнение условий EVU
- Замедление введения после возобновления усилия либо истечения времени отключения EVU (от 10 до 200 с)
 - Компрессоры теплового насоса включают максимум трижды в течение минуты.
 - Выключение термического насоса по сигналам отключения EVU с возможностью подсоединения 2-го генератора тепла.

8.2 Управление

- Подсоединение регулятором отопления, функционирующим по атмосферным пара-метрам, теплогенератора (термического насоса и отопительного котла) в зависимости от теплопотребления .
 - Разделение теплопотребления по приоритетам
 - горячее водоснабжение
 - отопление
 - плавательный бассейн
 - Урегулирование колодезного либо рассольного насоса
 - Минимизирование энергии на оттаивание путем механической конструкции скользящего графика оттаивания.
 - Контроль и охрана холодильного контура по стандарту DIN 8901
 - Выявления для каждого происшествия рационального порядка работы с максимумно вероятной долей участия термического насоса
 - Роль охраны от замораживания
 - Однородное разделение нагрузки компрессоров в термических насосах с 2-мя компрессорами
 - Урегулирование 2-го теплогенератора
 - Урегулирование смесителя
 - Урегулирование отопительного теплового насоса
- Отсутствие простоев теплового насоса летом
- Оптимизация энергопотребления сетевого насоса путем механического введения и отключения
- Урегулирование насоса рециркуляции теплового водоснабжения

						<i>Лист</i>
					<i>13.04.01.2018.281.01 ПЗ</i>	76
<i>Изм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Подпись</i>	<i>Дата</i>		

• Урегулирование насоса рециркуляции плавательного бассейна

8.3 Описание функциональной схемы

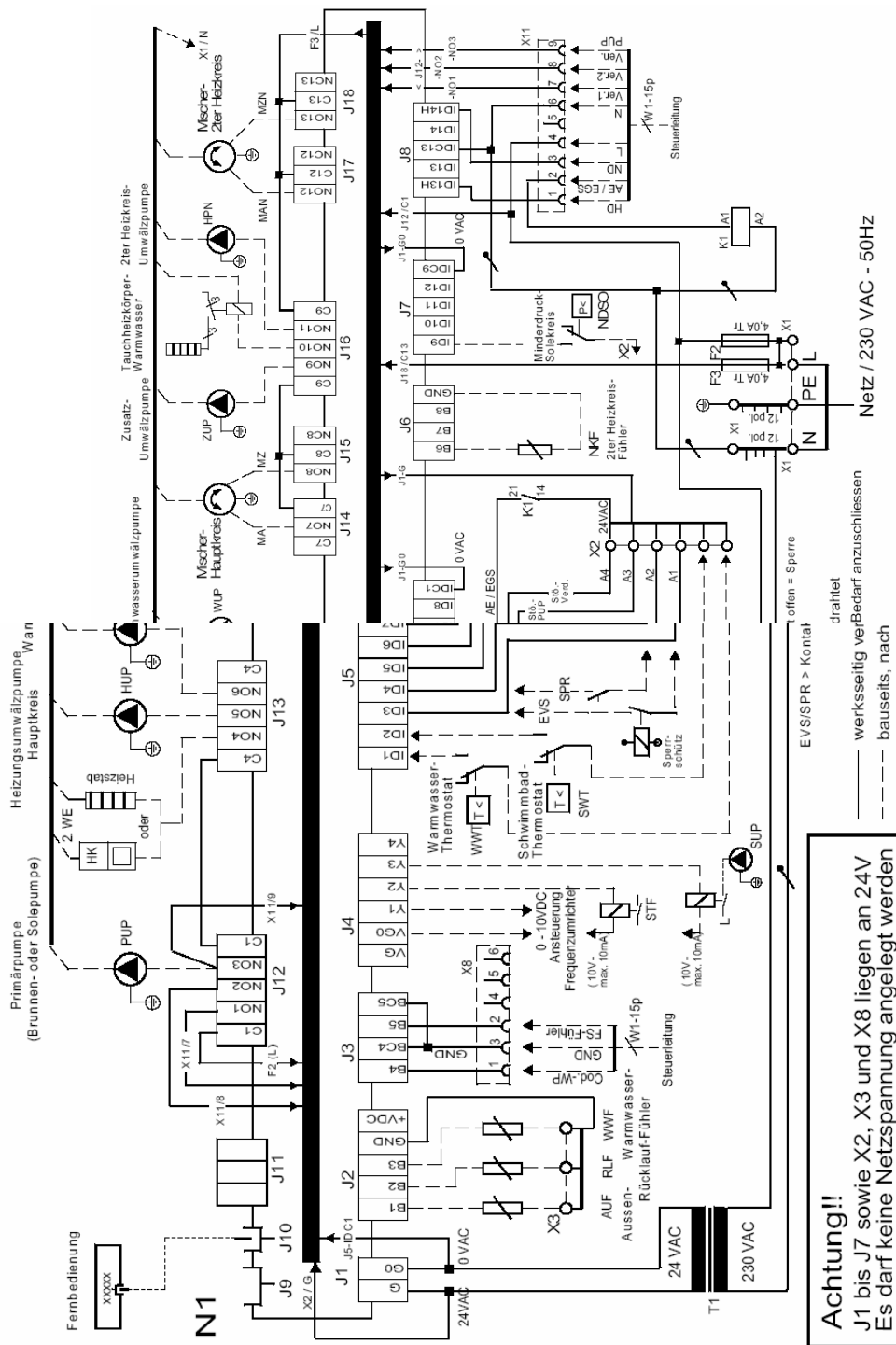


Рисунок 8.1 –Схема функциональная

A1 Перемычка EVS
A2 Перемычка SPR

Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата

13.04.01.2018.281.01 ПЗ

Лист

77

A3 Перемычка (отказ первичного насоса)
 A4 Перемычка (отказ компрессора)
 F2 Силовой предохранитель для штекерных клемм J12 и J13 5x20 / 4А Tr
 F3 Силовой предохранитель для штекерных клемм J15 – J18 5x20 / 4А Tr
 J1 Присоединение питания блока регулирования (24 В AC - 50 Гц)
 J2 Присоединение датчиков температуры горячего водоснабжения, обратной сетевой воды и наружной температуры
 J3 Вход кодирования теплового насоса и датчика защиты от замораживания через штекерный разъем X8 контрольного кабеля
 J4 Выход 0-10 В DC для управления преобразователем частоты, дистанционным указателем отказа, насосом рециркуляции плавательного бассейна
 J5 Присоединения термостата горячего водоснабжения, плавательного бассейна и функций отключения EVU
 J6 Присоединение датчиков 2-го отопительного контура
 J7 Присоединение сигнализации „Минимальное давление рассола“
 J8 Входы, выходы 230 В AC для управления тепловым насосом через штекерный разъем X11
 J9 Розетка пока не используется
 J10 Розетка для подключения дистанционного управления (6-полюсная)
 J11 Присоединение пока не используется
 J12 - J 18 Выходы 230 В AC для управления узлами системы (насосами, смесителями, нагревательным элементом, отопительным котлом)
 K1 Реле связи 230/24 В
 N1 Блок регулирования
 T1 Разделительный трансформатор 230/24 В AC, 28 ВА
 X1 Планка зажимов присоединений сети, N и PE
 X2 Распределительный зажим 24 В AC
 X3 Распределительный зажим заземления
 X8 Штекерный разъем контрольного кабеля (низкое напряжение)
 X11 Штекерный разъем контрольного кабеля 230 В AC
 2.WE второй теплогенератор
 AUF наружный датчик
 НК отопительный котел
 HPN сетевой насос 2-го отопительного контура
 HUP сетевой насос
 MA смеситель 2-го теплогенератора
 MAN смеситель 2-го отопительного контура
 MZ смеситель к 2-му теплогенератору
 MZN смеситель к 2-му отопительному контуру
 NDSO регулятор низкого давления рассола
 NKF датчик обратной сетевой воды 2-го отопительного контура
 PUP первичный насос
 RLF датчик обратной сетевой воды

						<i>Лист</i>
					<i>13.04.01.2018.281.01 ПЗ</i>	78
<i>Изм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Подпись</i>	<i>Дата</i>		

SUP насос бассейна
SWT термостат бассейна
WUP насос горячего водоснабжения
WWF датчик горячего водоснабжения
WWT термостат горячего водоснабжения
ZUP дополнительный насос

9 СПЕЦИАЛЬНАЯ ЧАСТЬ

9.1 Теплообмен с использованием скрученной ленты в двухтрубном

					<i>13.04.01.2018.281.01 ПЗ</i>	<i>Лист</i>
						79
<i>Изм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Подпись</i>	<i>Дата</i>		

Один из методов интенсификации теплообмена считается закрутка потока. Закрутка потока в каналах может быть организована разными методами: змеевики, касательный доступ, шнеки, геликоидальные вставки, вставки в виде закрученных лент, профильные нарезки стен канала. Но максимальный интерес в литературе отведен закрученным лентам (Рис. 9.1), так они легки в изготовлении, и данные вставки возможно использовать в модернизации ранее действующих теплообменных агрегатов, в связи, с чем в нашей и иностранной литературе изучению теплообмена при принужденной конвекции и пузырькового кипения в каналах со смонтированными закрученными лентами посвящено большое число трудов [1-22].

В заключительное время наравне с разработками традиционных скрученных лент, огромное внимание начали уделять закрученным лентам измененной геометрии [23, 24, 25].

В трудах [23, 24, 25] показан обширный анализ скрученных лент с различной геометрией (Рисунок 9.1).

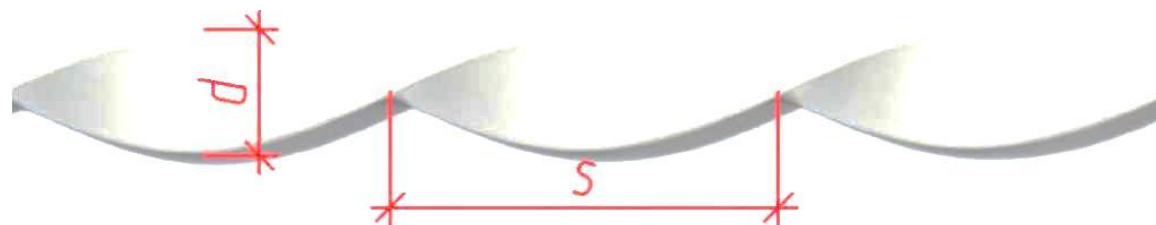


Рисунок 9.1- Классическая скрученная лента

При больших скоростях направления как в горизонтальных, так и вертикальных трубах с закрученной лентой в том числе и при существенном повышении количества воды прослеживается небольшой кольцевой режим (Рис. 9.2; а): у задней по потоку кромки ленты прослеживается сухая полоса, которая определена подково-образной конфигурацией сечения канала с лентой и появлением определенного разрезания в данной сфере. Подобным способом, главная часть воды накапливается у передней по потоку кромки ленты (Рис. 9.2, б). В связи с непостоянным распределением воды по стенке трубы, а кроме того течением существенной доли водянистой фазы по самой ленте разрывы в круговой пленке (высохшие пятна) на стенке трубы при наличии ленты возникают при наиболее невысоком газосодержании, чем в трубе в отсутствие ленты. Это подтверждается и итогами иных исследований [57, 58] - монтаж в трубу закрученной ленты приводит к повышению количества высохших пятен на стенке при двухфазных течениях при подобных режимных параметрах, что, в остальном, не приводит к смещению в худшую сторону теплообмена за счет перемены характера направления и интенсификации массообмена в подобных каналах (Рисунок. 9.2).

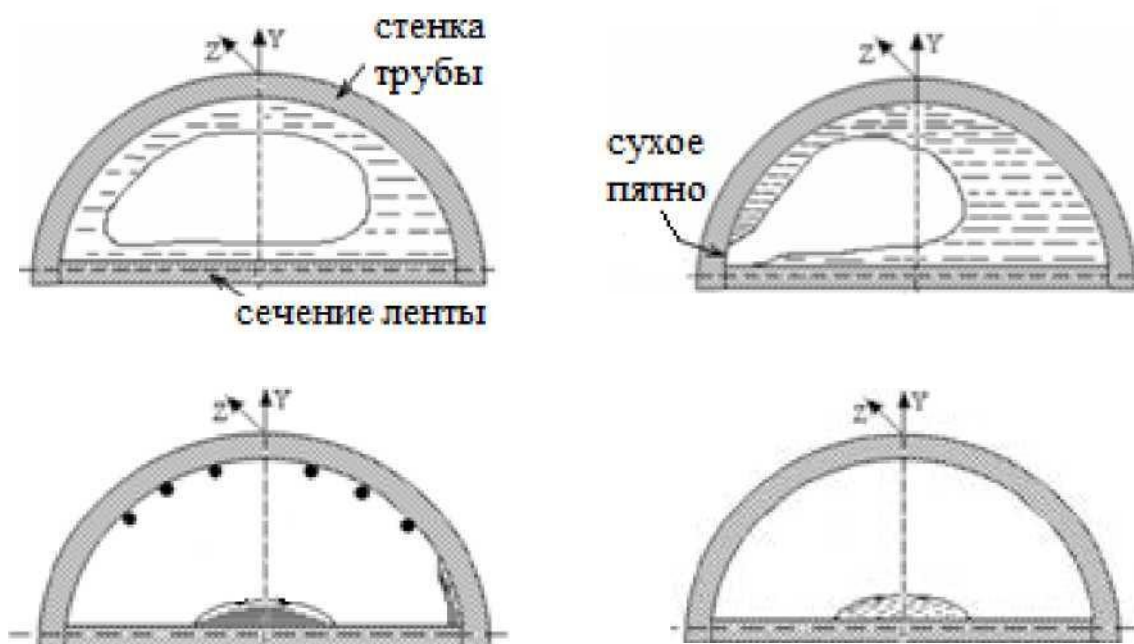


Рисунок. 9.2 - Картины двухфазных течений в поперечном сечении трубы со вставленной скрученной лентой: а) кольцевой режим; б) неполный кольцевой режим; в) дисперсный режим со шнуром на ленте и вторым шнуром на стенке у передней кромки; г) шнуровидный режим.

При увеличении массового газосодержания вплоть до величины $X > X_k$ в пластинке появляются высохшие пятна, а с последующим увеличением X по стенкам начинают передвигаться отдельные струйки и частицы воды, и прослеживается дисперсный порядок. При данном некая доля воды не отбрасывается к стенке трубы, а движется в форме шнура по основной части ленты. Доля воды при уменьшении паросодержания может передвигаться в виде 2-го шнура по стенке трубы по передней кромки ленты (Рисунок 9.3).



Рисунок . 9.3 - Фотография неполного кольцевого режима течения

В каналах с закрученной лентой частицы возникают в основном не при отрыве их со шнура, а при разрыве оболочки в стенке трубы. Подобным способом,

по-стоянного массообмена между частицами и шнуром, не прослеживается. Это обусловлено существенным градиентом центробежного форсирования по радиусу канала с лентой (в ленте форсирование близко к нулю, а у стены может достигать нескольких тыс. м/с²).

При $X > X_d$ вся жидкость перемещается в виде единичного «шнура» на ленте, и возможно видеть шнуровидный порядок. Допустимо появление двухшнурного порядка без частиц либо с иррегулярным их выпадением в стенку.

В работах [55, 59] были установлены пределы кругового и дисперсного систем двухфазного адиабатного направления в трубах со вставленной скрученной лентой. При данном под круговым порядком направления кроме того понимаются все без исключения системы, при каковых отсутствуют сухие пятна на стенке, и знание пределов которых в особенности немаловажно при исследовании упадка кипения. Установлено, что границы кругового порядка в трубах с закрученной лентой при разных положениях (горизонтальное либо вертикальное размещение канала) схожи.

Некоторое различие по пределам кругового и в особенности дисперсного режимов прослеживается при $20000 < K_{есм} < 100000$ - пределы в вертикальном канале проходят при наиболее значительных значениях X , что обуславливается наиболее равномерным распределением воды по периметру разреза вертикального канала. При $L^*_{есм} > 100000$ разница между границами невелика, т.е. влияние гравитационных сил никак не влияет. Значительного воздействия уровня закрутки в рассмотренном спектре на пределы систем не установлено.

$$G=7 \text{ г/с}, \Delta=0,13 \text{ МПа}, s/d=3.$$

Как установлено, одной из важной особенностей текстуры двухфазных течений в трубах с вставленной закрученной лентой считается то, что доля водянистой фазы (а при большом газосодержании вся жидкость) постоянно перемещается в виде потока (шнура) по основной части ленты, не представляющей интенсивной теплообменной поверхностью. При кипении это может приводить к повышению необходимой для абсолютного испарения воды длины.

Для интенсификации тепломассообмена при одно- и двухфазных течениях в трубах с ввернутой закрученной лентой и, в частности, с целью избежания стабильных шнуровидных течений в ленте на её плоскости могут быть определены ребра под углом к её оси [60, 61]. Это дает возможность смещать часть теплоносителя, перемещающегося по основной части самой ленты, непосредственно к теплообменной плоскости канала, в который вмонтирована закрученная полоса, а кроме того отдельно турбулизовать течение и, как результат, интенсифицировать тепломассообмен в канале.

При визуализации систем направления в каналах с вмонтированными скрученными лентами при кипении хладагента в настоящих условиях теплообменного оснащения зафиксирован шнуровидный порядок направления. Прежде такого рода режим направления прослеживался исключительно при адиабатных (водовоздушных) течениях. Таким способом, доказано присутствие шнуровидного направления воды на оси закрученной ленты в условиях теплообмена.

									Лист
									82
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата	13.04.01.2018.281.01 ПЗ				

Установлено, что воздействие режимных характеристик на теплоотдачу при кипении хладагента в канале с вмонтированными оребренными закрученными лентами, подобно тому, которое было выявлено в каналах с плавными закрученными лентами. За счет определенных ребер в плоскости совершается повышение парообразования внутри канала, за счет создания вихревых строений за ребром, в которых совершается интенсивное испарение. Монтаж ребер не существенно влияет на теплоотдачу при кипении, но монтаж ребер изменяет текстуру направления, повышает количество пара, за счет дополнительной генерации пара внутри канала при уменьшении температуры насыщения воды в следствии повышения гидромеханического сопротивления. Повышение паросожержания при других одинаковых режимных параметрах в каналах с оребренными закрученными лентами приводит к более досрочному началу упадка теплообмена, чем в каналах с вмонтированными плавными закрученными лентами, из-за появления сухих пятен на теплоотдающей плоскости. Повышение коэффициента теплоотдачи в каналах с вмонтированными оребренными скрученными лентами в исследуемом спектре геометрических характеристик относительно прямолинейного канала при кипении в среднем составляет с 1,52 до 1,75 раз.

Отмечено, что с сокращением условного шага закрутки ленты происходит наиболее однородное разделение воды на теплообменной поверхности за счет возрастания многочисленных сил, в следствии которого совершается повышение критических термических потоков. Максимальный эффект от закрутки наблюдается при s/d меньше 4.

10 ВОПРОСЫ ЭКОЛОГИИ

Наравне с классическими способами решения проблем теплоснабжения объ-

						Лист
					13.04.01.2018.281.01 ПЗ	83
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

ектов жилищно-коммунального хозяйства (ЖКХ) посредством модернизации оборудования, переводу на наиболее экологичное горючее, автоматизации и т.д., все обширнее используют и нестандартные схемы, сопряженные с применением альтернативных источников энергии. Одним из приборов, способных привнести существенный вклад в управление экономией энергетическими ресурсами, является тепло-насосная установка (ТНУ). Немаловажное качество теплового насоса (ТН) – это его умение привнести значительный вклад в экономию энергии, за счет низкопотенциального тепла (воздух, влага, почва). Это прибор дает возможность привлечь новейшие источники энергии – к примеру, сбросное тепло канализационных вод, неприменяемое непосредственно из-за невысокого потенциала. Тепловой насос значительно расширяет возможности использования низкопотенциальной энергии за счет внедрения дополнительных расходов электрической энергии, которая в последующем полностью преобразуется в полезную работу. Тепловые насосы могут использоваться для разных целей [7, 8]: – нагревание и остывание технологических процессов; – электроотопление и кондиционирование комнат; – нагревание воды для разных потребностей; – производства пара; – сушки/осушения воздуха; – парообразование; – разделение; – концентрация. Для эффективной эксплуатации ТН следует принимать во внимание имеющиеся внешние условия и вид протекания процесса преобразования тепла. Основные предпосылки привлекательности тепловых насосов состоят в следующем: – экологичность: один из наиболее значимых аспектов, нет выброса CO₂ и других вредоносных элементов; – безопасность: нет пламени, нет угарного газа и других недостатков применения разных видов котлов; – надежность: период работы насоса составляет до 20 – 25 лет; на определенные компоненты производитель обещает до 100 лет бесперебойной работы, к примеру, земляные зонды (Рисунок 10.1).

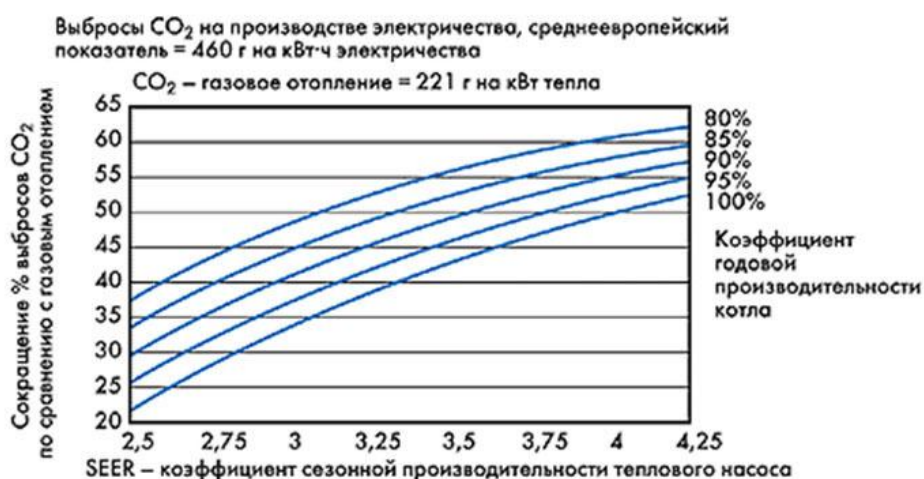


Рисунок 10.1 - Анализ воздействия на среду тепловых насосов и газовых котлов

Для примера: тепловой насос с показателем SEER 3,0 по сравнению с котлом, имеющим коэффициент годовой производительности на уровне 90% (уровень чрезвычайно высокий и труднодостижимый), выбрасывает в атмосферу CO₂ на 40% меньше, чем котел той же мощности за аналогичный временной отрезок.

Внедрение тепловых насосов приводит также к снижению и других вредных соединений (Таблица 10.1).

Таблица - 10.1. Сравнительная оценка вредных выбросов за отопительный сезон (5448 ч) от различных тепловых источников тепловой мощностью 1,16 МВт.

Вид вредного выброса, т/год	Котельная на угле	Электрообогрев	Тепловой насос, с среднегодовым коэффициентом 3,6
1	2	3	4
SOx	21,77	38,02	10,56
	7,62	13,31	3,70
Твёрдые частицы	5,8	8,89	2,46
Фтористые соединения	0,182	0,313	0,087
Всего	34,65	60,53	16,81

Таким образом, применение систем на базе тепловых насосов – это во многих случаях экономически оправданное решение, ведущее как к сбережению невозобновляемых энергоресурсов, так и к защите окружающей среды.

11 ОХРАНА ТРУДА И ТЕХНИКА БЕЗОПАСНОСТИ

11.1 Характеристика объекта

В дипломном проекте запроектирована теплонаносная установка для системы

									Лист
									85
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата					

13.04.01.2018.281.01 ПЗ

отопления и горячего водоснабжения жилого дома. Дом расположен в г. Владимире.

В данном разделе выявляются возможные причины производственного травматизма и разрабатываются мероприятия, снижающие или полностью устраняющие эти причины.

В ходе эксплуатации системы теплоснабжения здания могут оказывать воздействие на людей следующие неблагоприятные факторы:

- вибрация, возникающая при работе компрессора теплового насоса;
- поражение электрическим током от электродвигателей, которое может произойти при разрушении изоляции токоведущих элементов;
- недостаточная освещенность.

В ходе монтажа системы возможно влияние на людей следующих неблагоприятных факторов:

- падение различного оборудования или его частей при плохом закреплении;
- обрушение лесов и конструкций;
- травмы при работе с электрифицированным инструментом;
- попадание расплавленного металла на открытые участки кожи при выполнении сварочных работ и другие факторы.

11.2 Организация работ по созданию безопасных условий труда при монтаже и эксплуатации систем

11.2.1. Меры безопасности при монтаже системы отопления.

Во избежание случаев травматизма необходимо выполнять следующие правила, согласно [14]:

- при скручивании резьбовых соединений стояков необходимо использовать трубные ключи, соответствующие диаметру монтируемых труб;
- подноску радиаторов к месту монтажа и навешивание их на радиаторные кронштейны должны осуществлять не менее 2 – х рабочих;
- при навешивании радиаторов необходимо не допускать их случайного падения;
- при сверлении отверстий под кронштейны к работе должен допускаться специально обученный слесарь, имеющий удостоверение на право работы с электрифицированным инструментом обеспеченный индивидуальными средствами защиты;
- при погрузке и разгрузке труб и радиаторов путь к их перемещению необходимо освободить от посторонних предметов;
- складирование материалов, используемых при монтаже системы, необходимо осуществлять в специально отведенных местах, имеющих ограждения и предупредительные знаки;
- подъем радиаторов и труб на верхние этажи необходимо осуществлять с использованием лебедки с ручным приводом, имеющей автоматически действующий

										Лист
										86
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата	13.04.01.2018.281.01 ПЗ					

щий тормоз;

- недопустимо нахождение людей под поднимаемым грузом.

11.2.2 Меры безопасности при наладке, опробовании и пуске отопительного оборудования.

Меры безопасности регламентируются [14]. Во избежание случаев травматизма при наладке и пуске оборудования систем отопления и вентиляции необходимо выполнять следующие правила:

- производить опробование оборудования как в холостую, так и под нагрузкой допускается только после полной их сборке и установке, после проверки состояния электропроводки, заземления и правильности подключения кабеля, - перед пуском необходимо тщательно проверять крепление всех узлов системы;
- пробный пуск оборудования необходимо проводить в присутствии лиц, осуществляющих монтаж оборудования и лиц, ответственных за монтаж электрической части оборудования;
- пуск оборудования осуществляют при минимальных нагрузках, а затем после остановки и проверки крепления всех его частей производят отработку во всех диапазонах нагрузок;
- после испытания или во время перерывов в работе оборудования следует отключать его от электрической сети;
- все дефекты, выявленные во время отработки, необходимо устранить.

11.3 Меры противопожарной безопасности

Согласно [19] административно – бытовые помещения, расположенные на первом этаже проектируемого здания по взрывоопасности относятся к категории Д.

Для обеспечения взрывопожарной безопасности при проектировании и монтаже систем отопления необходимо выполнять следующие правила:

- на трубопроводах в местах пересечения или перекрытий, внутренних стен и перегородок необходимо устанавливать гильзы из несгораемых материалов;
- изоляцию поверхностей трубопроводов отопления и отопительного оборудования в помещениях производств категории Д допускается изготавливать из трудносгораемых материалов;
- отопительные приборы на лестничных клетках следует размещать так, чтобы не сокращать ширину маршей и промежуточных площадок и не образовывать местные выступы из плоскости стен на уровне движения людей.

Акустический расчет теплового насоса

Одним из основных источников шума работы тепловой насосной установки является компрессор теплового насоса.

Любой источник звука обладает конкретной звуковой мощностью. Степень звуковой силы показывает, какое количество шума производит механизм в пол-

										Лист
										87
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата	13.04.01.2018.281.01 ПЗ					

ном. Степень (значимость уровня звуковой силы) находится в зависимости от интенсивности излучаемых звуковых волн и с величины машины. Степень акустической силы считается параметром источника звука и не находится в зависимости от дистанции замера либо других условий

распространения звука.

Эта звуковая мощность может быть изображена кроме того при помощи уровня звукового давления. Для того, чтобы величина была сравнима и воспроизводима, дополнительно обязаны быть известны условия распространения звука.

- 1 Дистанция между пунктом замера и основой звука
- 2 Размер здания и место расположения источника звука в помещении
- 3 Звуковые качества помещения

Уровень звукового давления тепловых насосов (определенный в дистанции 1 м) находится приблизительно на 5 - 15 дБ ниже уровня звуковой силы. Различие обуславливается величиной теплового насоса и высотой степени звуковой силы.

Для шумовых влияний, измеренных в дБ(А), определены предельные значимости для разных категорий зон. Таким образом для жилых строю

Предельные значимости шумовых влияний в дБ(А) для ночи 40, дня – 55.

С повышением дистанции от источника шума сила шума „разбавляется“, что приводит к уменьшению величины влияния. В зависимости от вида источника это сокращение выражается в большей либо наименьшей степени.

Для источников шума, находящихся напрямую на земле, может быть принято полусферическое сокращение уровня звукового давления. В случае если степень звукового давления на расстоянии 1 м известен,

На практике вероятны отличия от вычисленных значений, вызываемые отображением звука либо поглощением звука в связи с местными отличительными чертами (Рисунок 11.1).

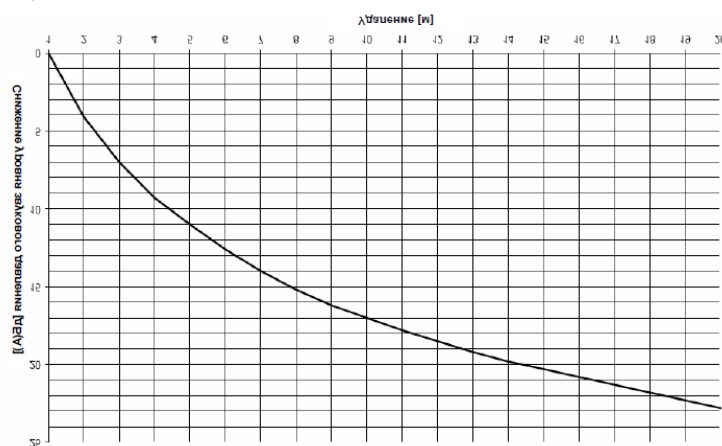


Рисунок 11.1 - Снижение уровня звукового давления при распространении шума от теплового насоса:

Степень звукового давления на удалении 1 м: 50дБ(А). На дистанции 5 м получается сокращение степени звукового давления 11 дБ(А). Степень голосового давления на дистанции 5 м: 50 дБ(А) – 11 дБ(А) = 39 дБ(А)

В зависимости от конструкции теплового насоса разнообразные местные осо-

бенно-сти функционируют благоприятно либо негативно на продвижение шума.

Следует принимать во внимание:

- воздействие препятствий
- отображения от предметов
- отображение поверхностью земли
- слияние растениями
- влияние ветра и колебаний температуры

Уровень звуковой силы установленного теплового насоса 55 ДБа.

11.4 Производственная электробезопасность

Для предотвращения воздействия опасных производственных факторов в процессе эксплуатации электрооборудования разрабатываемых систем необходимо произвести следующие мероприятия:

- установить ограждения и вывесить предупредительные знаки в местах установки электродвигателей;
- обеспечить доступ к электрооборудованию только тех лиц, которые прошли специальное обучение и имеют допуск к работе с данным типом оборудования;
- в случае выхода электродвигателей из строя производить их ремонт следует только на специализированных предприятиях;
- с целью повышения безопасности при эксплуатации электрооборудования необходимо предусматривать устройства защитного заземления оборудования.

оборудования, не находящихся под напряжением в нормальных условиях эксплуатации, но которые могут оказаться под напряжением в результате нарушения изоляции электроустановок (Рисунок 11.1).

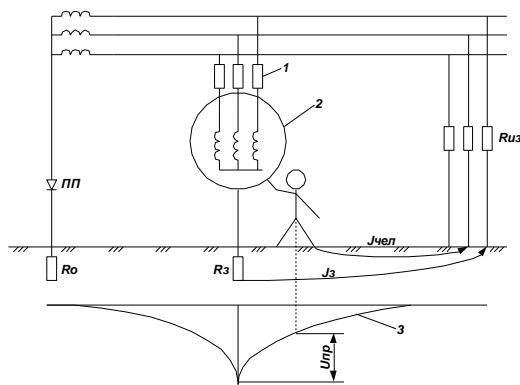


Рисунок 11.2 - Принципиальная схема защитного заземления:

1 – плавкие вставки; 2 – электродвигатель; 3 – график распределения потенциалов по поверхности земли

Рассчитываем заземляющее устройство для заземления электродвигателя напряжением $U = 380\text{В}$ в трехфазной сети с изолированной нейтралью при следующих данных:

- Грунт – суглинок с удельным электрическим сопротивлением $\rho = 100 \text{ Ом*м}$;

- в качестве заземлителей приняты стальные трубы диаметром $d = 0,08$ м и длиной $l = 2,5$ м, расположенные вертикально и соединенные на сварке стальной полосой 40×4 мм (рис.6.3);

- мощность электродвигателя серии 4А80А4 1кВт, $n = 1420$ мин⁻¹;

- мощность трансформатора принята 70 кВ*А;

- требуемое по нормам допустимое сопротивление заземляющего устройства

$R_3 \leq 10$ Ом согласно «Правилам устройства электроустановок».

Сопротивление одиночного вертикального заземлителя определим по формуле (11.1):

$$R_{\text{в}} = \frac{\rho_{\text{расч}}}{2 * \pi * l} * \left(\ln \frac{2 * l}{d} + \frac{1}{2} * \frac{4 * t + l}{4 * t - l} \right) \quad (11.1)$$

где: t – расстояние от середины заземлителя до поверхности грунта, м; l , d – длина и диаметр стержневого заземлителя, м.

Расчетное удельное сопротивление грунта (11.2):

$$\rho_{\text{расч}} = \rho * \Psi \quad (11.2)$$

где Ψ – коэффициент сезонности; для 2 климатической зоны $\Psi = 1,7$ [9].

$\rho_{\text{расч}} = 100 * 1,7 = 170$ Ом*м

$$R_{\text{в}} = \frac{170}{2 * \pi * 2,5} * \left(\ln \frac{2 * 2,5}{0,08} + \frac{1}{2} * \frac{4 * 2 + 2,5}{4 * 2 - 2,5} \right) = 48 \text{ Ом}$$

Сопротивление стальной полосы, соединяющей стержни, определим по формуле (11.3):

$$R_{\text{п}} = \left(\rho_{\text{расч}} / 2 * \pi * l \right) * \ln(l_2 / d * t) \quad (11.3)$$

где l – длина полосы, м; t – расстояние от полосы до поверхности земли, м; $d = 0,5 * b$ (b – ширина полосы, равная $0,08$ м).

Определяем расчетное удельное сопротивление грунта $\rho_{\text{расч}}$ при использовании соединительной полосы в виде горизонтального электрода длиной 10 м. При длине полосы 10 м $\Psi = 2,4$ [табл.3.12, 9]

$\rho_{\text{расч}} = \rho * \Psi = 100 * 2,4 = 240$ Ом*м.

$$R_{\text{п}} = (240 / 2 * \pi * 50) * \ln(102 / 0,04 * 0,8) = 31 \text{ Ом}$$

Определим ориентировочное число n одиночных стержневых заземлителей по формуле (11.4):

$$n = R_{\text{в}} / ([r_3] * \eta_{\text{в}})$$

где: $[r_3]$ – допустимое по нормам сопротивление заземляющего устройства; $\eta_{\text{в}}$ – коэффициент использования вертикальных заземлителей ($\eta_{\text{в}} = 1$ для ориенти-

										Лист
										90
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата						

13.04.01.2018.281.01 ПЗ

ровочного расчета).

$$n = 48 / (10 * 1) = 5 \text{ шт.}$$

Принимаем расположение вертикальных заземлителей по контуру с расстоянием между смежными заземлителями равным $2 * l$.

Исходя из принятой схемы размещения вертикальных заземлителей по табл. 3.2 [13] находим действительные значения коэффициентов использования η_B и η_Γ :

$$\eta_B = 0,66; \quad \eta_\Gamma = 0,39$$

Определим необходимое число вертикальных заземлителей (11.4):

$$(11.4) \quad n = R_B / ([r_3] * \eta_B)$$

$$n = 48 / (10 * 0,66) = 7 \text{ шт.}$$

Вычисляем общее расчетное сопротивление заземляющего устройства R с учетом соединительной полосы:

$$R = \frac{R_B * R_\Gamma}{R_B * \eta_\Gamma + R_\Gamma * \eta_B * n}$$

$$R = \frac{48 * 31}{48 * 0,39 + 31 * 0,66 * 7} = 9,2 \text{ Ом.}$$

Правильно рассчитанное заземляющее устройство должно отвечать условию

$$R \leq [r_3]. \text{ Расчет выполнен верно, так как } 9,2 < 10 \text{ (Рисунок 11.3).}$$

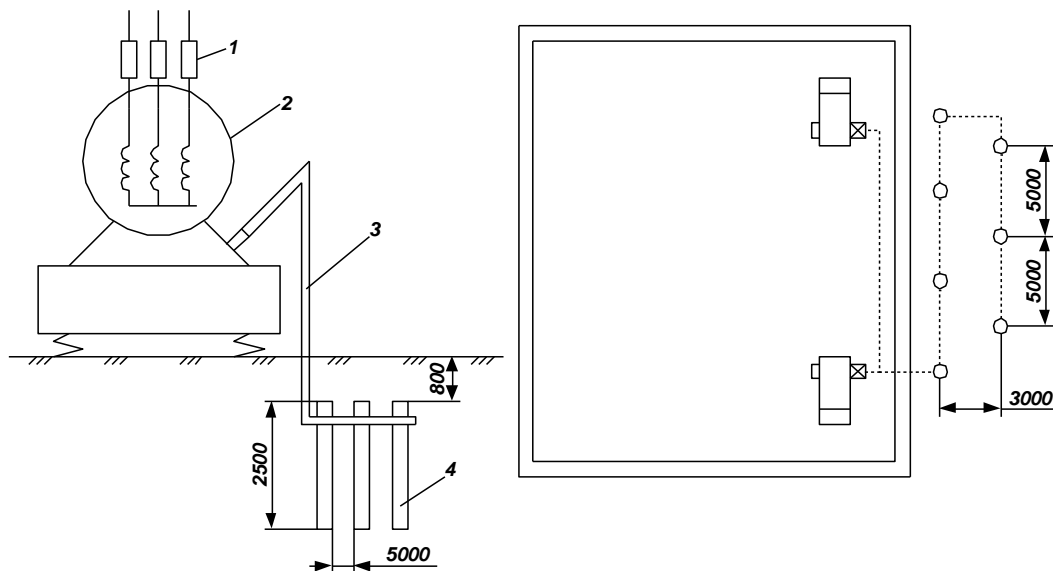


Рисунок 11.3 - Схема заземляющего устройства.

1 – плавкие вставки; 2 – электродвигатель; 3 – соединительная полоса; 4 – трубчатый заземлитель.

К освещению предъявляются следующие требования:

1. Освещенность на рабочем месте должна соответствовать характеру зрительной работы, который определяется следующими тремя параметрами:
 - объект различения;
 - фон;
 - контраст объекта с фоном.
2. Необходимо обеспечить достаточно равномерное распределение яркости на рабочей поверхности, а также в пределах окружающего пространства.
3. На рабочей поверхности должны отсутствовать резкие тени.
4. В поле зрения должна отсутствовать прямая и отраженная блескость.
5. Величина освещенности должна быть постоянной во времени.
6. Все элементы осветительных установок – светильники, групповые щитки, понижающие трансформаторы, осветительные сети – должны быть достаточно долговечными, электробезопасными, а также не должны быть причиной возникновения пожара или взрыва.

Производственное освещение помещения теплонаносной установки.

Для расчета общего равномерного освещения при горизонтальной рабочей поверхности основным является метод светового потока (коэффициента использования), учитывающий световой поток, отраженный от потолка и стен. Световой поток лампы Φ_l (лм) при лампах накаливания рассчитывают по формуле (11.5):

$$\Phi_l = 30 \cdot E_n \cdot A \cdot z \cdot k / (N \cdot \eta) \quad (11.5)$$

где E_n – нормированная номинальная освещенность, лк, по [13], табл. 8.8; A – площадь освещаемого помещения, м²; z – коэффициент минимальной освещенности, равный отношению E_{cp}/E_{min} , значения которого для ламп накаливания – 1,15; k – коэффициент запаса, по табл. 8.6 [13] $k = 1,3$; N – число светильников в помещении; η – коэффициент использования светового потока ламп, зависящий от КПД и кривой распределения силы света светильника, коэффициента отражения ρ_p потолка, ρ_r и стен ρ_s , высоты подвеса светильников и показателя помещения i [по табл. 8.7, 13].

Значение коэффициента использования светового потока определяют по таблице. Показатель помещения (11.6):

$$i = AB / H_p (A + B) \quad (11.6)$$

где A и B – длина и ширина помещения; H_p – высота светильника над рабочей поверхностью (11.7):

									Лист
									92
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата	13.04.01.2018.281.01 ПЗ				

$$(11.7) \quad \text{НР} = \text{Н} - h_i$$

где: Н – высота помещения, м; h_i – высота от светильника до потолка, м.

Экономически выгодное расстояние между светильниками определяется по формуле (11.8):

$$(11.8) \quad l = \lambda_{\text{Э}} * \text{НР}$$

где: $\lambda_{\text{Э}}$ – коэффициент, определяемый в зависимости от типа кривых сил света светильников по [9], табл. 8.9.

Производим расчет для помещения, расположенной в техническом подполье:

$$\text{НР} = 3,2 - 0,7 = 2,5 \text{ м.}$$

$$i = 6 * 13,6 / (2,5 * (6 + 13,6)) = 1,6$$

По таблице 8.8 [13] определяем $\eta = 47\%$ при $E_{\text{Н}} = 30 \text{ лк}$, $\rho_{\text{п}} = 30\%$, $\rho_{\text{р}} = 10\%$ и $\rho_{\text{с}} = 10\%$.

$$\Phi_{\text{л}} = 30 * 1,3 * 81,6 * 1,15 / (0,47 * 1) = 6870 \text{ лм}$$

Подсчитав по приведенной формуле световой поток лампы, по табл. 8.3 [13] выбираем лампы накаливания БК 1450 – 100, имеющие световой поток 1450 лм, следовательно, в помещении теплонасосной установки необходимо установить пять ламп. Выбираем светильники типа «Астра - 1» с лампой накаливания.

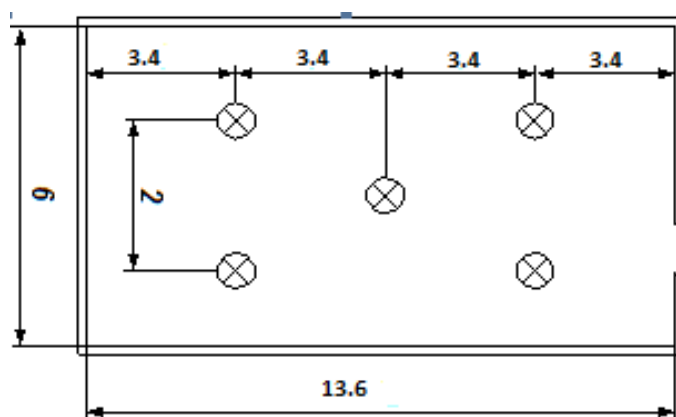
Технические данные светильников «Астра – 1»:

- защитный угол – 30° ;
- габариты – 208 * 315 мм;
- масса – 1,4 кг.

Светильники данного типа имеют косинусную характеристику распределения силы света, т.о., $\lambda_{\text{Э}} = 1,6$;

$$l = 1,6 * 2,5 = 4 \text{ м.}$$

Порядок размещения светильников в помещении представлен на (рисунке 11.4).



11.4 - Схема размещения светильников в помещении

					<i>13.04.01.2018.281.01 ПЗ</i>	<i>Лист</i>
						94
<i>Изм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Подпись</i>	<i>Дата</i>		

12 ЭКОНОМИКА И УПРАВЛЕНИЕ

Для обоснования экономической целесообразности реализации проекта разработки источника выработки теплоты с использованием теплового насоса и двухтрубного теплообменника со скрученной лентой необходимо провести ряд расчетов и определить срок окупаемости проекта. Определяемый срок окупаемости должен быть меньше нормативного срока окупаемости, значение которого составляет 5 лет. В этом случае реализация проекта будет экономически эффективна.

В данном разделе будут рассмотрены 2 варианта технических решений:

Вариант 1 – модернизация не осуществляется;

Вариант 2 – модернизация осуществляется.

12.1 Капитальные затраты на реализацию проекта

Единовременные (капитальные) затраты включают следующие статьи:

- затраты на разработку проекта [40];
- стоимость оборудования (теплового насоса и двухтрубного теплообменника со скрученной лентой) [40];
- расходы на транспортировку оборудования [40];
- затраты на демонтаж заменяемого оборудования [45];
- стоимость строительно-монтажных работ [45].

Капитальные затраты при реализации проекта приведены в таблице 12.1

Таблица 12.1 – Смета капитальных затрат на реализацию проекта

Статьи затрат	Кол-во, шт.	Стоимость, тыс. руб.
1	2	3
Разработка проекта	–	
Тепловой насос	2	1410,75
Двухтрубный теплообменник со скрученной лентой	2	434,40
Доставка оборудования и установка	–	1023,00
Демонтаж старого оборудования	–	195,00
Прочие работы	–	183,00
ИТОГО:	–	3237,65

Сумма финансовых средств, полученная от продажи оборудования по ликвидационной стоимости составляет 210 тыс. руб.[46].

Общие капитальные затраты на реализацию проекта рассчитаем по формуле (12.1):

$$K_{\text{мод}} = \sum K - K_{\text{ликв}} \cdot \quad (12.1)$$

едг K – единовременные (капитальные) затраты на разработку и реализацию проекта, тыс. руб.;

$K_{\text{ликв}}$ – ликвидационная стоимость демонтированного оборудования, тыс.руб.

$$K_{\text{мод}} = 3237,65 - 210 = 3027,65 \text{ тыс.руб.}$$

12.2 Расчет текущих затрат

Для расчета текущих затрат необходимы следующие данные [40] :

- ставка на отчисление на социальные нужды составляет 39% от годового фонда оплаты труда;
- амортизация основных фондов ($H_a = 10\%$ - норма амортизации);
- затраты на содержание оборудования в части материалов и запчастей для ремонта составляют 1% от капитальных затрат;
- прочие производственные расходы составляют 20% от суммы зарплаты всех категорий персонала;
- заработная плата промышленно – производственного персонала.

Смета текущих затрат для вариантов технических решений представлена в таблице 12.2

Таблица 12.2 – Смета текущих затрат для вариантов технических решений

Наименование затрат	Вариант 1 Модернизация не осуществляется, тыс.руб./год	Вариант 2 Модернизация осуществляется, тыс.руб./год
1	2	3
Затраты на покрытие тепловых потерь через изоляцию [40]	162,18	91,96
Вспомогательные материалы [40]	218,00	96,00
Амортизация основных фондов	159,30	183,66

Заработная плата промышленно-производственного персонала [46]	652,80	326,40
Отчисления на социальные нужды	254,59	127,29
Прочие расходы [47]	130,56	65,28
ИТОГО	1577,43	890,60

Рассчитаем экономию текущих затрат вследствие проведения модернизации по формуле (12.2):

$$(12.2) \quad \Delta И = И_1 - И_2,$$

где $И_1$ – текущие затраты по варианту 1, тыс.руб./год;

$И_2$ – текущие затраты по варианту 1, тыс.руб./год.

Экономия текущих затрат составляет:

$$\Delta И = 1577,438 - 890,604 = 686,834 \text{ тыс.руб. /год}$$

12.3 Расчет срока окупаемости проекта

Срок окупаемости определяется как частное от деления капитальных затрат на реализацию проекта (К) и экономии текущих затрат ($\Delta И$). По формуле (12.3) : найдем срок окупаемости данного проекта:

$$T_{ок} = \frac{К}{\Delta И} \quad (12.3)$$

где К – капитальные затраты на реализацию проекта, тыс. руб.;

$\Delta И$ – экономия текущих затрат вследствие проведения модернизации, тыс.руб./год.

$$T_{ок} = \frac{3027,65}{686,834} = 4,4 \text{ года}$$

Расчетный срок окупаемости проекта составил 4,4 года, что менее нормативного, следовательно, реализация проекта разработки источника выработки теплоты с использованием теплового насоса и двухтрубного теплообменника со скрученной лентой экономически эффективна.

					13.04.01.2018.281.01 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		97

12.4 Управленческие модели реализации проекта

12.4.1. Модель ранжирования проблем

Для ранжирования проблем оценивается степень важности и срочности решения проблем, указанных во введении ВКР и направленных на достижение цели работы в условиях реального предприятия [47]. Модель ранжирования проблем источника теплоты представлена на рисунке 12.1.

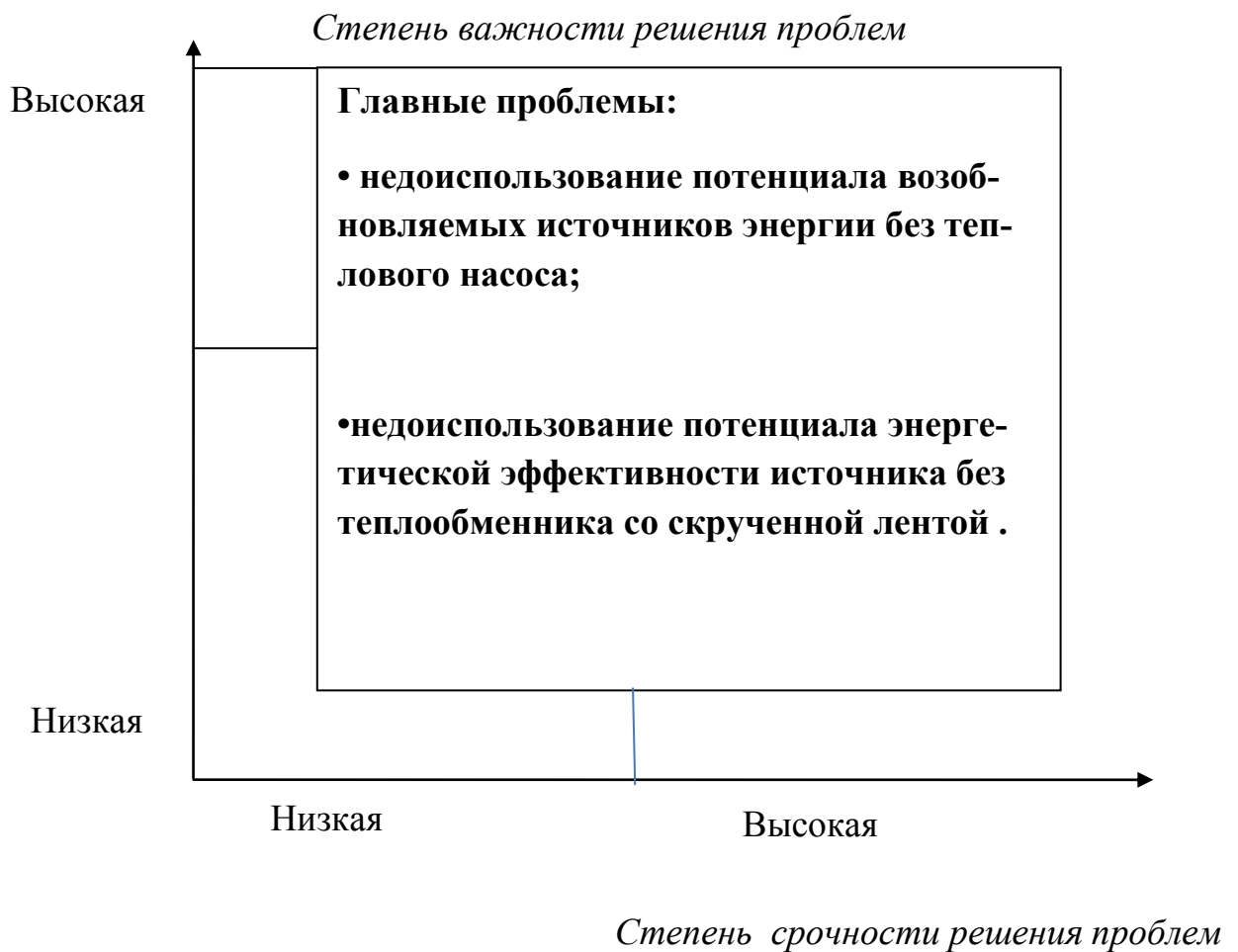


Рисунок 12.1 – Модель ранжирования проблем

12.4.2 Модель пирамиды целеполагания источника теплоты

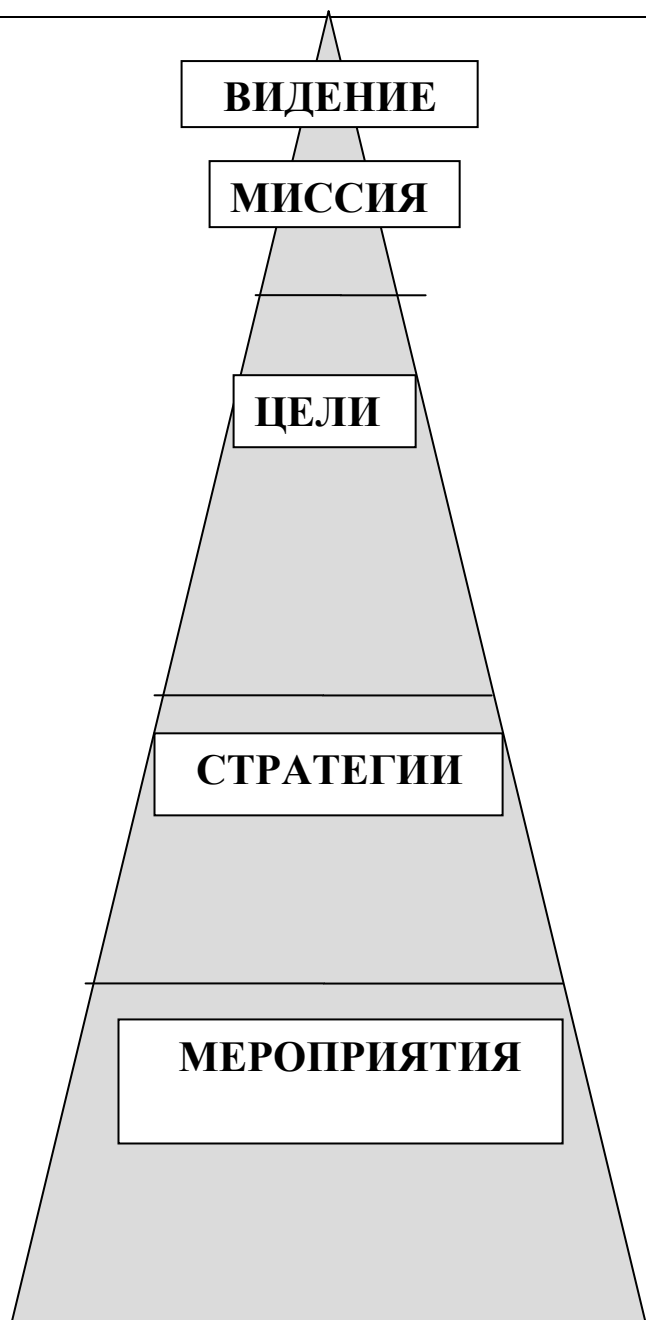
11 Видение – к 2020.году стать лидером по энергетической эффективности в регионе

Миссия – Мы гарантируем надежность и эффективность энергоснабжения

Цели: Завершить проект разработки источника выработки теплоты с использованием теплового насоса и двухтрубного теплообменника со скрученной лентой к 30.05.2018г.

Стратегия - это долгосрочные направления разработки и реализации плановых мероприятий, соответствующих установленным целям проектно-конструкторской работы или исследования.

Мероприятия разрабатываются для реализации технических и управленческих решений по целям и стратегиям повышения энергетической, экологической и экономической эффективности. Они образуют содержание работ разрабатываемого далее плана-графика Ганта.



Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата

13.04.01.2018.281.01 ПЗ

Лист

99

Рисунок 12.2- Модель пирамиды целеполагания источника теплоты
 12.4.3 Модель ленточного графика мероприятий по разработке
 и реализации проекта

Комплекс мероприятий по реализации проекта может быть показан в виде ленточного графика по этапам проектных работ. По этапам назначаются исполнители из отделов предприятия и подрядных организаций. Ориентировочная продолжительность работ определяется целями и стратегиями, определенными ранее [54]. Ленточный план-график Ганта представлен в таблице 12.3.

Таблица 12.3 – План-график Ганта

Работы по проекту	Исполнители	Кол-во исполнителей	Продолжительность 2017_2018 г., мес.							
			10	11	12	01	02	03	04	05
1	2	3	4							
1. Разработка проекта источника выработки теплоты с использованием теплового насоса и двухтрубного теплообменника со скрученной лентой	Производственно-технический отдел	1	■	■						
2. Покупка оборудования	Отдел снабжения	3			■					
3. Доставка оборудования	Отдел снабжения				■	■				
4. Демонтажные работы	Подрядчик						■	■		
5. Монтажные работы	Подрядчик							■	■	
6. Пуско-наладочные работы	Подрядчик Заказчик								■	

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

выпускная квалификационная работа посвящена вопросам теплообмена с использованием скрученной ленты в двухтрубном теплообменнике как способу интенсификации теплообмена.

В работе были рассмотрены вопросы выбора системы отопления объекта, типа теплообменника, произведен расчет теплового насоса и теплообменника, приведена компоновка теплонасосной установки, рассмотрены вопросы автоматизации.

Актуальность работы заключается в том, что использование скрученных лент позволяет обеспечивать безаварийное и эффективное охлаждение различных энергонапряженных элементов при высоких плотностях теплового потока. Расширяется область применения в качестве турбулизаторов, закручивающих пристенные слои при однофазном течении теплоносителя, при течении двухфазных потоков обеспечивают увеличение коэффициента теплоотдачи. За счет закрутки потока происходит выравнивание температурных неоднородностей в азимутальном направлении. Для выполнения работы изучены все типы существующих систем отопления, проведен их сравнительный анализ, изучена специальная техническая литература из открытых источников, посвященная вопросам применения различных типов теплообменников при отоплении зданий и сооружений.

В ходе работы проведены необходимые расчёты, которые позволили выбрать тип системы отопления, наиболее полно соответствующий предъявляемым требованиям к отоплению здания.

Рассмотрены вопросы экономики возобновляемой энергетики, проанализированы достоинства и недостатки различных теплоэнергетических установок, эксплуатируемых в европейских странах и на территории РФ.

В работе основное внимание уделено описанию и расчётам теплового насоса как компактной, экономичной и экологически чистой

системы отопления, позволяющей получать тепло для горячего водоснабжения, отопления коттеджей, охлаждения воздуха в комнатах и вентилирования помещений за счёт использования тепла низкопотенциального источника.

В связи с необходимостью автоматизации всех технологических процессов в тепловом насосе большое внимание уделено описанию работы автоматической системы управления отопительной установкой, рассмотрены особенности управления в различных режимах работы, проанализирована функциональная схема системы автоматического управления тепловым насосом.

В специальной части работы рассмотрены вопросы теплообмена с использованием скрученной ленты как одного из способов интенсификации теплообмена теплового насоса. Проанализированы достоинства и недостатки предложенного способа.

Проблемы экологической безопасности и влияния теплонасосной установки на окружающую среду ввиду несомненной важности рассмотрены в отдельной главе,

										Лист
										101
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата	13.04.01.2018.281.01 ПЗ					

где также приведены соответствующие расчёты и графики с учётом расположения установки в городских условиях.

Отдельные разделы работы посвящены организации безопасной работы при монтаже и эксплуатации теплонасоса, рассчитаны шумовые характеристики, приведены рекомендации по мерам противопожарной и электробезопасности.

В заключение следует отметить, что рассчитанная в работе теплонасосная установка с использованием скрученной ленты полностью соответствует современным требованиям, предъявляемым к теплогенераторным установкам подобного типа. Установка экологически безопасна, надёжна в эксплуатации, экономически рентабельна и может быть рекомендована к применению как при новом строительстве городского и сельского жилого фонда, так и при проведении капитального ремонта существующих систем отопления.

					<i>13.04.01.2018.281.01 ПЗ</i>	<i>Лист</i>
						102
<i>Изм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Подпись</i>	<i>Дата</i>		

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

- 1 Щукин В.К. Теплообмен и гидродинамика внутренних потоков в полях массовых сил. М.: Изд. «Машиностроение». - 1970. - 330 с.
- 2 Щукин В.К., Халатов А.А. Теплообмен, массообмен и гидродинамика закрученных потоков в осесимметричных каналах. М.: Машиностроение, 1982. 199 с.
- 3 Тарасевич С.Э. Теплообмен и гидродинамика при испарении закрученного потока криогенной жидкости. Казань. 1997. 268 с. дис. д-ра техн. наук: 01.04.14.
- 4 Варава А.Н., Дедов А.В., Захаров Е.М., Комов А.Т., Малаховский С.А. Изучение влияния скрученной ленты на локальный теплообмен // Труды третьей международной конференции «Тепломассообмен и гидродинамика в закрученных потоках», CD государственный регистрационный № 0320802185 Москва, МЭИ (ТУ), 21-23 октября 2008.
- 5 Дедов А.В. Теплообмен и гидродинамика одно- и двухфазных потоков при интенсивном воздействии массовых сил в условиях одностороннего нагрева. Москва. 2010. 244 с. дис. д-ра техн. наук: 01.04.14.
- 6 Митрофанова О.В. Гидродинамика и теплообмен закрученных потоков в каналах ядерно-энергетических установок. М.: ФИЗМАТЛИТ, 2010. 288 с.
- 7 Букин В.Г., Кузьмин А.Ю., Минеев Ю.В. Экспериментальное исследование эффективности применения ленточных турбулизаторов при кипении альтернативных холодильных агентов в горизонтальных трубах // Вестник Астраханского государственного технического университета. 2006. №2. С.176-183.
- 8 Whitham, J. M. The Effect of Retarders in Fire Tube Boilers, Street Railw. J., 1986. vol.12 (6), p.374.
- 9 Smithberg, E., Landis, F. Friction and Forced Convection Heat Transfer Characteristics in Tubes with Twisted Tape Swirl Generators, J. Heat Transfer, 1964. vol.86, pp.39-49.
- 10 Lopina, R. F., Bergles, A.E. Heat Transfer and Pressure Drop in Tape Generated Swirl Flow of Single-Phase Water, J. Heat Transfer, 1969. vol.91, pp.434-442.
- 11 Date, A. W., and Singham, J. R. Numerical Prediction of Friction and Heat Transfer Characteristics of Fully Developed Laminar Flow in Tubes Containing Twisted Tapes, ASME-72-HT-17, ASME, New York. 1972.
- 12 Hong, S.W., Bergles, A.E. Augmentation of Laminar Flow Heat Transfer in Tubes by Means of Twisted-Tape Inserts, J. Heat Transfer, 1976. vol.98, pp.251-256.
- 13 Manglik, R.M., Bergles, A.E. Heat Transfer Enhancement of In tube Flows in Process Heat Exchangers by Means of Twisted-Tape Inserts, Report HTL-8, Heat Transfer Laboratory, Rensselaer Polytechnic Institute, Troy, NY. 1991.
- 14 Manglik, R.M., Bergles, A.E. Heat Transfer Enhancement and Pressure Drop in Viscous Liquid Flows in Isothermal Tubes with Twisted-Tape Inserts, Waerme Stoffuebertrag., 1992, vol.27, pp.249-257.
- 15 Manglik, R.M., Yerra, K. Application of Twisted-Tape Inserts in Shell-and-Tube Exchangers: Optimization of Enhanced Thermal-Hydraulic Performance, Thermal-

					<i>13.04.01.2018.281.01 ПЗ</i>	<i>Лист</i>
<i>Изм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Подпись</i>	<i>Дата</i>		
						103

Fluids and Thermal Processing Laboratory Report No. TFTPL-8, University of Cincinnati, Cincinnati, OH. 2002.

16 Ибрагимов М.Х., Номофилов Е.В., Субботин В.И. Теплоотдача и гидравлическое сопротивление при винтовом движении жидкости в трубе / Теплоэнергетика, №7, 1961, стр. 57-63.

17 Lopina R. F., Bergles A.E. Subcooled Boiling of Water in Tape Generated Swirl Flow, J. Heat Transfer, 1973. vol.95, pp.281-283.

18 Shatto, D.P., Peterson, G.P., 1996. A review of flow boiling heat transfer with twisted tape inserts. J. Enhanc. Heat Transf. 3 (4), 233-257.

19 Zimparov, V. Prediction of friction factors and heat transfer coefficients for turbulent flow in corrugated tubes combined with twisted tape inserts. Part 2: Heat transfer coefficients / Int. J. Heat Mass Transfer Vol. 47, № 2, 2004, p.385-393.

20 Берглес А. Интенсификация теплообмена // Теплообмен. Достижения. Проблемы. Перспективы. / Избранные труды 6-ой Международной конференции, под ред. Б.С.Петухова - М.: «Мир». -1981. - С.145-192.

21 Кузма-Кичта Ю.А., Большаков Р.Н., Кавкаев Д.Д. Исследование влияния закрутки потока на теплообмен, гидравлическое сопротивление и отложения в трубах // Электронный сборник материалов конференции «Тепломассообмен в закрученных потоках» (2003, г. Москва).

22 Koch, R. Druckverlust und Wärmeübergang bei verwirbelter Stromung. T. 24. VDI - Forschungsheft, 1958. 144 с.

23 Попов И.А., Махьянов Х.М., Гуреев В.М. Физические основы и промышленное применение интенсификации теплообмена / Под общ. ред. Ю.Ф. Гортышова. - Казань: Центр инновационных технологий, 2009. - 560 с.

24 Гиниятуллин А.А. Теплоотдача и гидравлическое сопротивление труб со вставками в виде оребренных скрученных лент. Казань. 2015. 268 с. дис. канд. техн. наук: 01.04.14.

25 Nithiyesh C. Kumar, Murugesan, P. Review on Twisted Tapes Heat Transfer Enhancement / Int. J. Of Scientific & Engineering Research, vol. 3, №4 (2012).

26 Ferroni, P., Block, R.E., Todreas, N.E., Bergles, A.E. Experimental evaluation of pressure drop in round tubes provided with physically separated, multiple, short-length twisted tapes / Experimental Thermal and Fluid Science, 35 (2011) 13571369.

27 Yadav, A.S. Effect of Half Length Twisted-Tape Turbulators on Heat Transfer and Pressure Drop Characteristics inside a Double Pipe U-Bend Heat Exchanger / Jordan Journal of Mechanical and Industrial Engineering, vol. 3, № 1 (2009), pp. 17-22.

28 Wang, Y., Hou, M., Deng, X., Li L., Huang, G., Huang, H., Zhang, G., Chen, C., Huang, W. Configuration optimization of regularly spaced short-length twisted tape in a circular tube to enhance turbulent heat transfer using CFD modeling, Applied Thermal Engineering, vol. 31 (2011), pp. 1141-1149.

29 Eiamsa-ard, S., Thianpong, C., Promvonge, P. Experimental investigation of heat transfer and flow friction in a circular tube fitted with regularly spaced twisted tape elements, International Communications in Heat and Mass Transfer, vol. 33 (2006), pp. 1225-1233.

										Лист
										104
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата	13.04.01.2018.281.01 ПЗ					

30 Saha, S.K., Dutta, A., Dhal, S.K. Friction and heat transfer characteristics of laminar swirl flow through a circular tube fitted with regularly spaced twisted-tape elements, International Journal of Heat and Mass Transfer, vol. 44 (2001), pp. 4211-4223.

31 Eiamsa-ard, S., Wongcharee, K., Sripattanapipat, S. 3-D Numerical simulation of swirling flow and convective heat transfer in a circular tube induced by means of loose-fit twisted tapes, International communication in Heat and Mass Transfer, vol. 36 (2009), pp. 947-955.

32 Thianpong, C., Eiamsa-ard, P., Wongcharee, K., Eiamsa-ard, S. Compound heat transfer enhancement of a dimpled tube with a twisted tape swirl generator, International Communications in Heat and Mass Transfer, vol. 36 (2009), pp. 698-704.

33 Wongcharee, K., Eiamsa-ard, S. Enhancement of heat transfer using CuO/water nanofluid and twisted tape with alternate axis, International Communications in Heat and Mass Transfer, vol. 38 (2011), pp. 742-748.

34 Eiamsa-ard, S., Promvongse, P. Performance assessment in a heat exchanger tube with alternate clockwise and counter-clockwise twisted-tape inserts, International Journal of Heat and Mass Transfer, vol. 53 (2010), pp. 1364-1372.

35 Seemawute, P., Eiamsa-ard, S. Thermohydraulics of turbulent flow through a round tube by a peripherally-cut twisted tape with an alternate axis, International Communications in Heat and Mass Transfer, vol. 37 (2010), pp. 652-659.

36 Eiamsa-ard, S., Seemawute, P., Wongcharee, K. Influences of peripherally-cut twisted tape insert on heat transfer and thermal performance characteristics in laminar and turbulent tube flows, Experimental Thermal and Fluid Science, vol. 34 (2010), pp. 711-719.

37 Murugesan, P., Mayilsamy, K., Suresh, S., Srinivasan, P.S.S. Heat transfer and pressure drop characteristics in a circular tube fitted with and without V-cut twisted tape insert, International Communications in Heat and Mass Transfer, vol. 38 (2011), pp. 329-334.

38 Murugesan, P., Mayilsamy, K., Suresh, S., Srinivasan, P.S.S. Heat Transfer And Pressure Drop Characteristics of Turbulent Flow in a Tube Fitted With Trapezoidal-Cut Twisted Tape Insert, International Journal Of Academic Research, vol. 1 №1 (2009), PP. 123-128.

39 Ahamed, J.U., Wazed, M.A., Ahmed, S., Nukman, Y., Tuan Ya, T.M.Y.S., Sarkar, M.A.R. Enhancement and prediction of heat transfer rate in turbulent flow through tube with perforated twisted tape inserts: a new correlation // ASME J. of Heat Transfer, № 133, 2011.

40 Chang, S.W., William Lees, A., Chang, H.T. Influence of spiky twisted tape insert on thermal fluid performances of tubular air-water bubbly flow, International Journal of Thermal Sciences, vol. 48 (2009), pp. 2341-2354.

41 Chang, S.W., Yang, T.L., Liou, J.S. Heat transfer and pressure drop in tube with broken twisted tape insert, Experimental Thermal and Fluid Science, vol. 32 (2007), pp. 489- 501.

42 Eiamsa-ard, S., Wongcharee, K., Eiamsa-ard, P., Thianpong, C., Heat transfer enhancement in a tube using delta-winglet twisted tape inserts, Applied Thermal Engi-

						13.04.01.2018.281.01 ПЗ	Лист
							105
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата			

neering, vol. 30 (2010), pp. 310-318.

43 Promvongse, P., Pethkool, S., Pimsarn, M., и др. Heat transfer augmentation in a helical-ribbed tube with double twisted tape inserts // J. of Int. Communications in Heat and Mass Transfer, № 39, 2012. С. 953-959.

44 Hong, M., Deng, X., Huang, K., Li, Z. Compound heat transfer enhancement of a converging-diverging tube with evenly spaced twisted-tapes, Chinese Journal of Chemical Engineering, vol. 15 №6 (2007), pp. 814—820.

45 Promvongse, P., Eiamsa-ard, S. Heat transfer behaviors in a tube with combined conical ring and twisted-tape inserts, International Communications in Heat and Mass Transfer, vol. 34 (2007), pp. 849-859.

46 Guo, J., Fan, A., Zhang, X., Liu, W. A numerical study on heat transfer and friction factor characteristics of laminar flow in a circular tube fitted with center-cleared twisted tape, International Journal of Thermal Sciences, vol. 50 (2011), pp. 1263-1270.

47 Salman, S.D., Kadhum, A.A.H., Takriff, M.S., BakarMohamad, A. CFD Simulation of Heat Transfer Augmentation in Constant Heat-Fluxed Tube fitted with Baffled Twisted Tape Inserts, Australian Journal of Basic and Applied Sciences, 7(8): 488-496, 2013.

48 Kanizawa, F.T., Mogaji, T.S., Ribatski, G. A new model for flow boiling heat transfer coefficient inside horizontal tubes with twisted-tape inserts, Int. J. of refrigeration, vol. 61 (2016), pp. 55-68.

49 Mogaji, T.S., Kanizawa, F.T., Ribatski, G., Bandarra Filho, E.P. Experimental study of the effect of twisted-tape inserts on flow boiling heat transfer enhancement and pressure drop penalty // ECI 8th International Conference on Boiling and Condensation Heat Transfer Ecole Polytechnique Federale de Lausanne, 3-7 June 2012 Lausanne, Switzerland.

50 Akhavan-Behabadi, M.A., Kumar, R., Mohammadpour, A., Jamali-Asthiani, M. Effect of twisted tape insert on heat transfer and pressure drop in horizontal evaporators for the flow of R-134a, Int. J. of Refrigeration, vol. XXX (2009), pp 1-9.

51 Jensen, M.K., Bensler, H.P. Saturated forced-convective boiling heat transfer with twisted-tape inserts, J. HeatTransf. 108 (1986), pp 93-99.

52 Минеев Ю.В. Гидродинамика и теплообмен при кипении смесового холодильного агента r407c внутри трубы с ленточными турбулизаторами. Астрахань. 2007. 202 с. дис. канд. техн. наук: 01.04.14.

53 Kedzierski, M.A., Kim, M.S. Convective boiling and condensation heat transfer with a twisted tape insert for R12, R22, R152a, R134a, R290, R32/R134a, R32/R152a, R290/R134a, R134a/R600a, Therm. Sci. Eng., vol. 6(1), (1998), pp.113122.

54 Agrawal, K.N., Varma, H.K. Heat transfer during forced convection boiling of R-12 under swirl flow, J. Heat Tran., vol.108 (1986), pp.567-572.

55 Тарасевич С.Э., Гиниятуллин А.А., Яковлев А.Б., Шишкин А.В. Особенности теплообмена в трубах с различными закручивающими ленточными вставками // Тепловые процессы в технике, Москва, Т.3, №3, 2011. С. 133-139.

56 Тарасевич С.Э., Яковлев А.Б., Шишкин А.В. Структура адиабатных двухфазных течений в различных каналах с закруткой потока при низких давлениях //

					13.04.01.2018.281.01 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		106

Тепловые процессы в технике, Москва, №11, 2012. С. 510-522.

57 Bergles, A.E., Fuller, W.D., Hynek, S.J. Dispersed flow film boiling of nitrogen with swirl flow // Int. J. Heat Mass Transfer. 1971. Vol. 14. P. 1343-1354.

58 Kedzierski, M. A., and Kim, M. S. Convective Boiling and Condensation Heat Transfer with a Twisted-Tape Insert for R12, R22, R152a, R134a, R290, R32/R134a, R32/R152a, R290/R134a, R134a/R600a. Report NISTIR 5905. National Institute of Standards and Technology, Gaithersburg, MD. 1997. 94 p.

59 Яковлев А.Б. Особенности структуры адиабатных двухфазных закрученных течений // Вестник КГТУ им. А.Н.Туполева, 2009, №4. С. 9-13.

60 Тарасевич С.Э., Яковлев А.Б., Ильин Г.К., Шишкин А.В. Особенности течений и теплообмена в каналах с различными закручивающими вставками // Современная наука: сборник научных статей. Киев. НПВК Триакон. 2010. №2. С.206-210.

61 Тарасевич С.Э., Яковлев А.Б., Шишкин А.В. Особенности структуры адиабатных двухфазных течений в каналах с закручивающими вставками // Труды Пятой Российской Национальной конференции по теплообмену. Т.6. Двухфазные течения. М.: Издательский дом МЭИ, 2010. С. 108-111.

62 Агафонова Н.Д., Благовещенский А.Я. Обобщенные карты режимов течения двухфазного потока применительно к теплогидродинамике ЯЭУ // Труды НПО ЦКТИ- 2002, выпуск №282, С. 157-163.

63 Козлов Б.К. Исследование режимов течения двухфазных потоков // ЖТФ, 1954, Т.24, №12, С. 2285-2288.

64 Baker, O. Design of Pipelines for Simultaneous Flow of Oil and Gas // Oil and Gas Journal.,1954. July, P. 26.

65 Берглес А.И., Сю М. Исследование режимов течения кипящей воды при высоком давлении // Достижение в области теплообмена. Сб.статей под ред. Борисанского В.М. / М.:Мир, 1970, С.30-55.

66 Берглес А.И., Лопина Р.Ф. Исследование критических тепловых потоков и режимов течения пароводяной смеси в трубах при низких давлениях // Теплопередача, 1967, Т,89, серия С, № 1, С. 82-90.

67 Hosier, E.R. Flow pattern high pressure two-phase (steam-water) flow with heat addition // Chem. Eng. Prog. Symp., 1968, Vol.64, №82, P. 54-66.

68 Hewitt, G.F., Roberts, D.N. Studies of Two-Phase Flow Patterns by Simultaneous X-ray and Flash Photography // Atomic Energy Research Establishment, 1969, AERE-M 2159, HMSO.

69 Soliman, H.M., Azer, N.Z. Flow Patterns During Condensation Inside a Horizontal Tube // ASHRAE Transactions, 1971, Vol.77, Part 1, P. 210-224.

70 Mandhane, J. M., Gregory, G. A., Aziz, K. A Flow Pattern Map of Gas- Liquid Flow in Horizontal Pipes // Int. J. Multiphase Flow, 1974, Vol.1, № 4, P. 537553.

71 Taitel, Y., Dukler, A.E. A model for predicting flow regime transitions in horizontal and near horizontal gas-liquid flow // AIChE J., 1976, Vol. 22, № 1, P. 47-55.

72 Weisman, J., Duncan, D., Gibson, J., Crawford, T. Effects of Fluid Properties and Pipe Diameter on Two-Phase Flow Patterns in Horizontal Lines // Int. J. Multiphase

							<i>13.04.01.2018.281.01 ПЗ</i>	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата				107

Flow, 1979, Vol.5, № 6, P. 437-462.

73 Breber, G., Palen, J., Taborek, J. Prediction of Horizontal Tube-Side Condensation of Pure Components Using Flow Regime Criteria // ASME Journal of Heat Transfer, 1982, Vol.102, № 3, P. 471-476.

74 Barnea, D., Shoham, O., Taitel, Y. Flow pattern transition for downward inclined two-phase flow horizontal; to vertical // Chem. Eng. Sci., 1982, Vol.37, № 5, p. 735-740.

75 Barnea, D., Shoham, O., Taitel, Y., Dukler, A.E. Flow pattern transition for gas-liquid flow in horizontal and pipes // Int. J. Multi-phase Flow, 1980, Vol.6, № 3, P. 217-225.

76 Soliman, H.M. On the Annular-to-Wavy Flow Pattern Transition during Condensation inside Horizontal Tubes // The Canadian Journal of Chemical Engineering, 1982, Vol. 60, № 4, P. 475-481.

77 Tandon, T.N., Varma, H.K., Gupta, C.P. A New Flow Regimes Map for Condensation Inside Horizontal Tubes // ASME Journal of Heat Transfer, 1982, Vol.104, № 4, P.763-768.

78 Малышев А.А., Данилова Г.Н., Азарсков В.М. Влияние режимов течения двухфазного потока хладагента R12 на теплоотдачу при кипении в горизонтальных трубах // Холодильная техника, 1982, № 8, С. 30-34.

79 Fernandes, R.C., Semiat, R., Dukler, A.E. Hydrodynamic model for gas-liquid flow in vertical tubes // AIChE Journal, 1983, Vol.29, № 6, P. 981-989.

80 Barnea, D., Luninski, Y., Taitel, Y. Flow pattern in horizontal and vertical two-phase flow in small diameter pipes // The Canadian Journal of chemical engineering, 1983, Vol.61, № 10b P. 617-620.

81 Crowley, C.J., Wallis, G.B., Barry, J.J. Validation of a one dimensional wave model for the stratified-to-slug flow regime transition, with consequences for growth and slug frequency // Int. J. Multiphase Flow, 1992, Vol.18, № 2, P. 249-271.

82 Bendiksen, K.H., Malnes, D. Experimental data on inlet and outlet effects on the transition from stratified to slug flow in horizontal tubes // [Int. J. Multiphase Flow](#), 1987, Vol.13, № 1, P.131-135.

83 Damianides, C.A., Westwater, I.W. Two-Phase Flow Patterns in a Compact Heat Exchanger and in Small Tubes // Paper published in Proceedings of the Second UK National Conference on Heat Transfer, Glasgow, Scotland, 1988, P. 1257-1268.

84 Левитан Л.Л., Боровский Л.Ю. Голография пароводяных потоков / М.: Энергоатомиздат, 1989.

85 Barajas, A.M., Panton, R.L. The Effects of Contact Angle on Two-Phase Flow in Capillary Tubes // Int. J. Multiphase Flow, 1993, Vol.19 № 2, P. 337-346.

86 Thome, J.R., El Hajal, J. Two-Phase Flow Pattern Map for Evaporation in Horizontal Tubes // Latest Version, Heat transfer Engineering, 2003, Vol.24, № 6, С. 310.

87 Yakovlev A.B., Tarasevich S.E., Shishkin A.V. Structure of two-phase swirl flow in various channels // Proceedings of the 15th International Heat Transfer Conference, IHTC-15, Kyoto, Japan, 2014, Paper IHTC15-8927, 10 p.

88 Kanizawa, F.T., Ribatski, G. Two-phase flow patterns and pressure drop inside

					13.04.01.2018.281.01 ПЗ	Лист
						108
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

horizontal tubes containing twisted-tape inserts // Int. J. Multi-phase Flow, 2012, Vol.47,

89 Gnielinski, V., 1976. New equations for heat and mass transfer in turbulent pipe and channel flow. Int. Chem. Eng. 16, 359-368.

90 Dittus, F.W., Boelter, L.M.K., 1930. Heat transfer in automobile radiators of the tubular type. Univ. Calif. Int. Chem. Eng. 2, 443-461.

91 Filonenko, G. K., "Hydraulic Resistance in Pipes" (in Russian) Теплоэнергетика I, No.4, pp. 40-44 (1954).

92 Михеев М.А., Михеева И.М. Основы теплопередачи. -М.: Энергия, 1977. -334 с.

93 Щукин В.К. Обобщение опытных данных по теплоотдаче в трубах с ленточными завихрителями // Известия Вузов. Авиационная техника. -1967. №2. С. 119-126.

94 Liu, Z., Winterton, R.H.S. (1991). A general correlation for saturated and subcooled flow boiling in tubes and annuli, based on a nucleate pool boiling equation, Int. J. Heat Mass Transfer, Vol. 34 pp. 2759-2766.

95 Wojtan, L., Ursenbacher, T., Thome, J.R. (2005). Investigation of flow boiling in horizontal tubes Part II Development of a heat transfer model for stratified wavy, dryout and mist flow regimes, International Journal of Heat and Mass Transfer. Vol. 48, No. 14, pp.2955-2969.

96 Kandlikar, S. G. A General Correlation for Two-Phase Flow Boiling Heat Transfer Coefficient Inside Horizontal and Vertical Tubes, J. Heat Transfer, vol. 102, (1990), pp. 219-228.

97 Cooper, M.G. Heat flow rates in saturated nucleate pool boiling - a wide ranging examination using reduced properties, Adv. Heat Transfer, vol.16, (1984), pp. 157-239.

98 Fand, X., Shi, R., Zhou, Z. Correlations of Flow Boiling Heat Transfer of R- 134a in Minichannels / Energy Science and Technology, vol.1, №1, 2011.

99 Chen, J. C. A Correlation for Boiling Heat Transfer to Saturated Fluid in Convective Flow, ASME Paper, 63-HT-34 (1963), pp. 1-11.

100 Zhang, W., Hibiki, T., Mishima, K. (2004). Correlation for flow boiling heat transfer in mini-channels, Int. J Heat and Mass Transfer, vol.47, (2004), pp. 5749-5763.

101 Gungor, K.E., Winterton, R.H.S., A general correlation for saturated flow boiling and comparison of correlations with data, Chem. Eng. Res. Des. vol. 65 (1987), pp. 148-156.

102 Bertsch, S.S., Groll, E.A., Garimella, S.V. A composite heat transfer correlation for saturated flow boiling in small channels, Int. J. Heat and Mass Transfer, vol. 52, (2009), pp. 2110-2118.

103 Kandlikar, S. G., Balasubramanian, P. An extension of the flow boiling correlation to transition, laminar, and deep laminar flows in minichannels and microchannels, Heat Transfer Engineering, vol. 25(3), (2004), pp. 86-93.

104 Yan, Y. Y., Lin, T F. Evaporation heat transfer and pressure drop of refrigerant R-134a in a small pipe, Int. J. Heat and Mass Transfer, vol.41, (1998), pp. 30723083.

105 Shah, M.M. Chart correlation for saturated boiling heat transfer: equations and

										Лист
										109
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата	13.04.01.2018.281.01 ПЗ					

further study, ASHRAE Transactions, vol.88, (1982), pp. 185-196.

106L azarek, G.M., Black, S.H. Evaporative heat transfer pressure drop and critical heat flux in a small vertical tube with R-113, Int. J. Heat and Mass Transfer, vol. 25, (1982), pp. 945-960.

107 Sun, L, Mishima, K. An evaluation of prediction methods for saturated flow boiling heat transfer in mini-channels, Int. J. Heat and Mass Transfer, vol. 52, (2009), pp. 5323-5329.

108 Kew, P.A., Cornwell, K. Correlations for prediction of boiling heat transfer in small-diameter channels, Applied Thermal Engineering, vol. 17, (1997), pp. 705-715.

109Tran, T., Wambsganss, M.W., France, D.M. Small circular- and rectangular channel boiling with two refrigerants, Int. J. Multiphase Flow, vol. 22, (1996), pp. 485-498.

110 Yu, W., France, D.M., Wambsganss, M.W., Hull, J.R. Two-phase pressure drop, boiling heat transfer, and critical heat flux to water in a small-diameter horizontal tube, Int. J. Multiphase Flow, vol. 28, (2002), pp. 927-941.

111 Warriar, G.R., Dhir, V.K., Momoda, L.A. Heat transfer and pressure drop in narrow rectangular channels, Exp. Thermal Fluid Sci., vol. 26, (2002), pp. 53-64.

112 Kaew-On, J, Sakamatapan, K., Wongwiset, S. Flow boiling heat transfer of R134a in the multiport minichannel heat exchangers, Experimental Thermal and Fluid Science, vol. 35(2), (2011), pp. 364-374.

113 Kenning, D.B.R., Cooper, M.G. (1989). Saturated flow boiling of water in vertical tubes, Int. J. Heat and Mass Transfer, vol. 32, (1989), pp. 445-458.

114 Thome, J.R., Dupont, V., Jacobi, A.M. Heat transfer model for evaporation in microchannels, part I: presentation of the model, Int. J. Heat and Mass Transfer, vol. 47, (2004), pp. 3375-3385.

115 Forster, H.K. and Zuber, N., Dynamics of vapor bubbles and boiling heat transfer, AIChE J., vol. 76, pp. 91-103, 1980.

116 Bennett, D.L., Davis, M.W., Hertzler, B.L. Suppression of saturated nucleate boiling by forced convective flow, AIChE Symp., vol. 76, (1980), pp. 91-103.

117 Кубанек Г.Р., Милетти Д.Л. Теплообменные и гидравлические характеристики труб с внутренним оребрением при движении фреона-22 в условиях испарения. // Труды Американского общества инженеров-механиков. Теплопередача. -М.: Мир, 1979. -№.4. -С.76ч-84.

118 Антипин М.К., Тарасевич С.Э., Яковлев А.Б. Режимы течения и гидравлическое сопротивление закрученного воздушно-водяного потока в коротком канале // Труды V Международного семинара «Устойчивость течений гомогенных и гетерогенных жидкостей» / Новосибирск: Институт теоретической и прикладной механики СО РАН. -1998. С.168-172.

119 Юсида Х., Ямагучи С. Теплообмен при двухфазном течении фреона- 22 в горизонтальной трубе. -М.: Мир, 1970. - С.252-271.

120 Тарасевич С.Э., Шишкин А.В., Яковлев А.Б. Стенд для экспериментального исследования кипения фреонов в различных каналах // Вестник КГТУ им. А.Н. Туполева, №2, вып. 2, 2013, С. 60-62.

									Лист
									110
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата					

13.04.01.2018.281.01 ПЗ

121 Стюшин Н.Г. Новые результаты исследования теплообмена при кипении в трубах. // Теплоперенос. - Минск. 1962. Т. 2. С. 114-119.

122 NIST Reference Fluid Thermodynamic and Transport Properties— REFPROP Version 9.1, April, 2013.

123 Bell, S. Measurement Good Practice Guide No. 11. A Beginner's Guide to Uncertainty of Measurement. Tech. rep., National Physical Laboratory, 1999.

124 ГОСТ Р 54500.3-2011 / Руководство ИСО/МЭК 98-3:2008. Москва, Стандартинформ, 2012г.

125 Тарасевич С.Э., Шишкин А.В. Яковлев А.Б. Теплоотдача при течении хладагента R134a в трубах со скрученными ленточными вставками // Вестник КГТУ им. А.Н. Туполева, №4, 2015, С. 25-30.

126 Manglik, R.M. Bergles A.E. Heat transfer and pressure drop correlations for twisted-tape inserts in isothermal tubes: part II - transition and turbulent flows // ASME Journal of Heat Transfer, Т. 115, № 890, 1993.

127 Ягов В.В. Научное наследие Д.А. Лабунцова и современные представления о пузырьковом кипении / В.В. Ягов // Теплоэнергетика. - 1995, - № 3. - С. 2-10.

128 Исаев С.И., Кожинов И.А., Кофанов В.И. Теория теплообмена: Учебник для технических университетов и вузов / Под. ред. Леонтьева А.И. - 2-е изд., испр. и доп. - М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 1997, - 683 с.

129 Кутепов А.М., Стерман Л.С., Стюшин Н.Г. Гидродинамика и теплообмен при парообразовании: Учеб. Пособие для втузов. - 2-е изд., перераб. и доп. - М.: Высш. шк., 1983 - 448 с.

130 Боришанский В.М. Учет влияния давления на теплоотдачу и критические нагрузки при кипении на основе теории термодинамического подобия. - В кн.: Вопросы теплоотдачи и гидравлики двухфазных сред / Под ред. С. С. Кутателадзе. М. - Л., 1961, с. 18-36.

131 Исакова О.П., Тарасевич Ю.Ю. Обработка и визуализация данных физических экспериментов с помощью пакета Origin. Учебно-методическое пособие. - Астрахань, Издательство ОГОУ ДПО «АИПКП», 2007. - 68 с.

132 Субботин В.И., Казновский С.П., Сапанкевич А.П. Экспериментальное исследование способов повышения критической мощности парогенерирующих труб.// Изв. АН СССР. Энергетика и транспорт. 1974. №3. С.162- 170.

										Лист
										111
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата	13.04.01.2018.281.01 ПЗ					

